

République Algérienne démocratique et publique
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPEREUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Université BLIDA 1
Faculté des Sciences et de la Technologie
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de fin d'étude
Pour l'obtenir du diplôme de Master en mécanique
Option : Energétique / installation énergétique et turbo machine

Contribution à l'amélioration du système de
Refroidissement des Groupes TG
(Cas de la centrale à gaz Ain Aicha Boufarik)

Réalisés par :
BENFARES YACINE
CHERIFI YACINE

Encadré par :
KEBOUR OMAR (USD BLIDA 1)

Année universitaire : 2024/2025

REMERCIEMENTS

Avant toute chose, je rends grâce à Dieu Tout-Puissant, source de force et de sagesse, qui m'a guidé et soutenu tout au long de mon parcours académique et durant l'élaboration de ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à monsieur Kebour Omar, mon encadrant, pour sa disponibilité, son accompagnement constant et ses conseils précieux qui ont grandement contribué à la réalisation de ce projet.

J'adresse également mes plus sincères remerciements à mes parents pour leur amour, leur patience et leur soutien indéfectible, ainsi qu'à mes frères et sœurs pour leur appui moral tout au long de mon parcours..

Je remercie chaleureusement les membres du jury pour l'honneur qu'ils me font en acceptant de juger notre travail.

Je tiens aussi à remercier monsieur Benhbil Abdelrazak et monsieur Salma Zakaria pour leurs conseils éclairés et leur accompagnement bienveillant lors de ma période de stage à la centrale électrique de Aine Aicha Boufarik 2.

Enfin, je remercie toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la réussite de ce travail.

Benfares Yacine.

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma sincère gratitude à toutes les personnes qui m'ont soutenu tout au long de ce travail de fin d'études.

Mes remerciements vont tout d'abord à mon encadrant universitaire, MR KEBOUR OMAR, pour son accompagnement, ses conseils avisés et sa disponibilité tout au long de ce projet.

Je remercie également l'ensemble des enseignants et intervenants Du département de mécanique pour la qualité de leur encadrement et leur appui constant.

Un remerciement tout particulier à ma mère, pour son soutien inconditionnel, son amour, ses prières et sa présence rassurante à chaque étape de mon parcours. Sa force et sa patience ont été pour moi une source d'inspiration constante.

Enfin, je n'oublie pas mes amis, et toutes les personnes qui, de près ou de loin, m'ont encouragé et aidé dans la réalisation de ce mémoire

Cherifi Yacine Elhachemi.

Dédicace

Je dédie ce travail à ma chère famille

Pour leur amour inestimable, leur patience et leur soutien moral tout au long de mon parcours universitaire.

Sans vous, rien de tout cela n'aurait été possible.

À mes amis,

Merci pour votre présence, votre motivation et vos encouragements constants.

Et tout particulièrement à Manel Amoura,

Pour ses conseils précieux, sa bienveillance et son aide tout au long de cette aventure.

Résumé

Ce projet vise à optimiser le système de refroidissement des turbines à gaz de la centrale électrique « Boufarik 2 » en remplaçant l'actuelle configuration centralisée par un système décentralisé et redondant. Actuellement, une seule pompe assure le refroidissement de trois groupes électrogènes, exposant l'ensemble du système à un risque élevé en cas de défaillance. L'étude propose de doter chaque groupe d'un circuit de refroidissement indépendant avec deux pompes, renforçant ainsi la fiabilité, la flexibilité opérationnelle et la continuité de service.

Cette configuration modulaire permet une gestion thermique plus fine, réduit les déséquilibres et améliore l'efficacité énergétique. Elle limite également les arrêts non planifiés, diminue les coûts de maintenance et prolonge la durée de vie des équipements. En s'appuyant sur une architecture plus robuste et évolutive, cette approche s'aligne sur les standards actuels de l'ingénierie industrielle, alliant sécurité, performance et efficacité économique.

ملخص

يهدف هذا المشروع إلى تحسين نظام التبريد الخاص بالتوربينات الغازية في محطة توليد الكهرباء "بوفاريك 2"، من خلال استبدال التكوين المركزي الحالي بنظام لامركزي يحتوي على عنصر التكرار. في الوضع الحالي، تعتمد المحطة على مضخة واحدة لتبريد ثلاثة مجموعات توليد، مما يجعل النظام عرضة لخطر التوقف الكلي في حالة حدوث عطل.

تقترح الدراسة تزويد كل توربين غازي بدائرة تبريد مستقلة تتكون من مضختين، مما يعزز الموثوقية ومرونة التشغيل واستمرارية الخدمة. تسمح هذه البنية المعيارية بتحكم أدق في التوازن الحراري، وتحسن الكفاءة الطاقوية، وتقلل من التوقفات غير المبرمجة، وتخفض تكاليف الصيانة، وتطيل عمر المعدات. إن اعتماد هذا التصميم الأكثر صلابة وقابلية للتوسعة يتماشى مع المعايير الحديثة للهندسة الصناعية، ويجمع بين السلامة والأداء والفعالية الاقتصادية.

Abstract

This project aims to optimize the cooling system of the gas turbines at the "Boufarik 2" power plant by replacing the current centralized configuration with a decentralized and redundant setup. Currently, a single pump is responsible for cooling all three generator units, creating a high vulnerability in the event of failure. The study proposes equipping each gas turbine with an independent cooling circuit composed of two pumps, thus enhancing reliability, operational flexibility, and service continuity.

This modular configuration enables more precise thermal management, reduces imbalances, and improves energy efficiency. It also minimizes unplanned shutdowns, lowers maintenance costs, and extends equipment lifespan. By adopting a more robust and scalable architecture, this approach aligns with modern industrial engineering standards, combining safety, performance, and economic efficiency.

Chapitre 01: Turbine à Gaz	15
I.1 Historique de la turbine à gaz :.....	16
I.2 Turbine à gaz :.....	17
I.3 Composition d'une turbine à gaz :	17
I.4 Les sections principales d'une turbine à gaz :	18
I.4.1 Section de compresseur :.....	18
I.4.2 Section de combustion :.....	19
I.4.3 Section de turbine :.....	20
I.5 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz :	21
I.6 Classification des turbines à gaz:	22
I.6.1 1.6.1. D'après le mode de construction :	22
I.6.2 D'après le mode de travail :.....	24
I.6.3 D'après le mode de fonctionnement thermodynamique : Turbine à cycle simple : 24	24
II. Chapitre 02: Etude de cas de la turbine à gaz de Boufarik 2.....	26
II.1 Généralité :.....	27
II.2 Description de la turbine à gaz MS-9001FA :	27
II.3 Section de compresseur:.....	28
II.3.1 Rotor :	28
II.3.2 Stator :	29
II.4 Section de combustion :	31
II.4.1 Bougie d'allumage :	32
II.4.2 Détecteur de flammes :	33
II.5 Section de la turbine :.....	34
II.5.1 Rotor de la turbine :	34
II.5.2 Stator de la turbine :	35
II.6 Les paliers:.....	36
II.7 Le Système de refroidissement de la turbine à gaz MS-9001FA :	37
II.8 Les équipements du système de refroidissements:.....	38
II.8.1 Les pompes :.....	38
II.8.2 Les filtres :	40
II.8.3 Les échangeurs de chaleurs :	41
II.8.4 Le réservoir d'expansion :	41
II.8.5 Les transmetteurs :	42
II.8.6 Vanne automatique :	43
II.8.7 Les ventilateurs :	44
II.8.8 La tuyauterie :	45

II.9	Problèmes rencontrés dans le système de refroidissement:	45
III.	Chapitre 03: Méthodologie.....	47
III.1	Description de système actuel :.....	48
III.2	Analyse de fonctionnement :.....	51
III.3	Collecte des données de la conception actuel :	53
III.4	Conditions de conception de la pompe:	53
IV.	Chapitre 4: Résultats et discussion	55
IV.1	Calcul analytique :	56
IV.1.1	Hauteur manométrique totale (HMT) :	56
IV.1.2	Puissance hydraulique :	56
IV.1.3	Puissance absorbée (avec rendement) :	56
IV.2	Conditions de conception d'Echangeur à air :	57
IV.2.1	Débit massique d'eau :	58
IV.2.2	Calcul de la température moyenne (ΔT_{LM}) :	58
IV.2.3	Surface De l'échange :	58
IV.2.4	Nombre d'échangeurs utilisé :	58
IV.3	Conditions de conception du réservoir d'expansion :	59
IV.3.1	Calcul du volume de fluide requis :	60
IV.4	Calcul des paramètres des ventilateurs :	60
IV.4.1	La chaleur totale à dissiper :	60
IV.4.2	Calcule du nombre de ventilateurs :	61
IV.4.3	Débit d'air nécessaire par ventilateur :	61
IV.4.4	Dimension du ventilateur :	62
IV.5	Proposition d'amélioration :	62
IV.6	Description du système proposé :	63
IV.7	Le redimensionnement du vase d'expansion :	65
IV.7.1	Calcul de répartition :	65
IV.8	Le redimensionnement des échangeurs de chaleur :	65
IV.9	Le redimensionnement des ventilateurs :	66
IV.10	Le redimensionnement de filtre a eau :	66
IV.11	Perte de charge linéaire:.....	67
IV.11.1	Calcul du nombre de Reynolds :	67
IV.11.2	Calcul du facteur de frottement f :	67
IV.12	Les pertes de charge singulières:	68
IV.13	Pression d'entrée nécessaire:	69
IV.14	Courbe du système (HMT vs débit):	71

IV.15	Puissance hydraulique:	71
IV.16	Puissance électrique :.....	72
IV.17	Vérification par le logiciel EES :.....	72
IV.17.1	EES :.....	72
V.	CONCLUSION	80

Listes des figures

Figure 1.1 : TAG en phase de maintenance.....	17
Figure 1.2 : Composition d'une TAG	18
Figure 1.3 : Section du compresseur avant montage	19
Figure 1.4 : Section de combustion	19
Figure 1.5 : Section turbine	21
Figure 1.6 : Fonctionnement d'une TAG.....	22
Figure 1.7 : Schéma d'une TAG mono-arbre	23
Figure 1.8 : Schéma d'une TAG bi-arbre	24
Figure 1.9 : Cycle thermodynamique théorique d'une TAG.....	25
Figure 2.1 : Ensemble du rotor du compresseur	29
Figure 2.2 : Corps d'admission et palier du compresseur	31
Figure 2.3 : Disposition du système de combustion MS9001FA.....	32
Figure 2.4 : Bougie d'allumage	33
Figure 2.5 : Détecteur de flammes	34
Figure 2.6 : Ensemble de rotor TAG 12.....	35
Figure 2.7 : Ensemble du stator	35
Figure 2.8 : Palier de la turbine	37
Figure 2.9 : Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge	39
Figure 2.10 : La pompe à eau	40
Figure 2.11 : Filtre à eau	40
Figure 2.12 : Le réservoir d'expansion	42
Figure 2.13 : Transmetteur de pression	43
Figure 2.14 : Vanne automatique	44
Figure 2.15 : Les ventilateurs	45
Figure 3.1 : La salle de commande	49
Figure 3.2 : Schéma de conception actuel	50
Figure 3.3 : Schéma de la nouvelle conception	65
Figure 3.4 : Courbe caractéristique de la HMT en fonction du débit (Q)	72

Liste des tableaux

Tableau 1 : Caractéristiques de la pompe	39
Tableau 2 : Caractéristiques des ventilateurs.....	44
Tableau 3 : Vitesse du fluide	53
Tableau 4: Fiche de la données réservoir d'expansion	60
Tableau 5: Chute de pression par éléments de refroidissements	71

Liste des nomenclatures

Symbole	Unité	Signification
P	bar	Pression
T	C°	Température réelle
Cp	J.kg ⁻¹ .k ⁻¹	La chaleur spécifique de l'eau
Q	m ³ / h	Débit d'eau
Qv	m ³ / h	Débit volumique
μ	m ² / S	Viscosité
h	m	Hauteur manométrique
g	N	Accélération gravitation
v	M /s	La vitesse d'eau
ph	KW	Puissance hydraulique
pabs	kW	Puissance absorbe
n	/	Rendement de la pompe
ρ	Kg/m ³	Masse volumique de l'eau
ΔTLM	C°	Température moyenne
A	m	Surface d'échange
D	mm	Diamètre
Vvc	m ³	Volume total
Re	/	Nombre de Reynolds
f	mCE	Facteur de frottement
hs	mCE	Coefficient de charge singulier
hf	mCE	Pertes charges linéaire
ε	μm	Rugosité de l'acier

Introduction

1.1. Introduction :

Les centrales électriques à turbines à gaz représentent l'une des solutions les plus efficaces pour répondre à la demande croissante en énergie, en raison de leur capacité de mise en service rapide et de leur haute performance. Toutefois, le maintien de leur efficacité et de leur fonctionnement continu dépend étroitement de l'efficacité du système de refroidissement, qui constitue un élément essentiel pour maintenir les températures dans des limites sûres et protéger les composants vitaux de la turbine contre les dommages causés par la chaleur excessive.

À la centrale de "Boufarik 2", un système de refroidissement centralisé est actuellement utilisé. Il repose sur deux pompes principales (l'une en service et l'autre en secours) pour refroidir trois groupes électrogènes. Cependant, ce système constitue un point faible évident, car toute panne peut entraîner l'arrêt complet de la centrale, affectant négativement la continuité de la production d'énergie.

Partant de cette problématique, l'idée de ce projet est née : repenser le système de refroidissement de la centrale afin de le rendre plus autonome et plus fiable. La solution proposée consiste à séparer le système de refroidissement de chaque groupe électrogène, en attribuant à chaque groupe un système indépendant composé de deux petites pompes (une en service et l'autre de secours), d'un petit vase d'expansion, d'un ensemble de ventilateurs et d'échangeurs thermiques indépendants. Cette répartition permet d'éviter un arrêt complet de la centrale en cas de défaillance d'un des groupes.

Pour concrétiser cette solution, le logiciel AutoCAD a été utilisé afin de concevoir un schéma technique clair montrant la disposition des équipements, les trajets des tuyauteries, ainsi que le sens d'écoulement de l'eau de refroidissement ou du fluide caloporteur. Le logiciel EES a également été mobilisé pour valider les calculs techniques liés à ce nouveau système.

Afin d'atteindre les objectifs de ce projet, le mémoire a été structuré en quatre chapitres principaux :

Chapitre I : Présente le cadre théorique du projet, avec une revue du principe de fonctionnement des turbines à gaz, l'importance du système de refroidissement, ses différents types, en mettant l'accent sur le système utilisé à la centrale de "Boufarik 2".

Chapitre II : Est consacré à l'étude du système de refroidissement actuel de la centrale, avec une analyse détaillée de ses composants et de son mode de fonctionnement.

Chapitre III : Décrit en détail la solution proposée, à partir de la nouvelle conception du système de refroidissement, des calculs techniques nécessaires, jusqu'au schéma explicatif réalisé via AutoCAD, et la vérification des résultats par le biais du logiciel EES.

Chapitre IV : Présente une discussion des résultats obtenus à travers cette étude.

En conclusion, ce projet représente une tentative sérieuse d'améliorer la fiabilité et l'efficacité du système de refroidissement de la centrale de "Boufarik 2", en le repensant de manière à garantir la continuité de fonctionnement et à réduire les risques d'arrêt total en cas de pannes partielles. Ce travail constitue une première étape vers l'adoption de solutions techniques plus flexibles et autonomes, répondant aux exigences de sécurité opérationnelle et assurant les performances de la centrale dans des conditions variées. [1]

Chapitre 01: Turbine à Gaz

I.1 Historique de la turbine à gaz :

En 1961 la firme - NUOVO PIGNONE - a commencé la production des turbines à gaz pour l'application fixe (destinées en premier lieu à l'industrie pétrochimique). Ces turbines sont fabriquées sur la base d'un accord stipulé avec GENERAL ELECTRIC.

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes :

La première : celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement. Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif, Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

La deuxième : celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX^e siècle et peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale.

Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Arriel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gêmeaux IV.

La troisième : la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire, On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, pressentit avec raison cette évolution : « Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbo motrices à gaz ».

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée. [2]

I.2 Turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne elle peut être considérée comme un système autosuffisant., elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. [3]

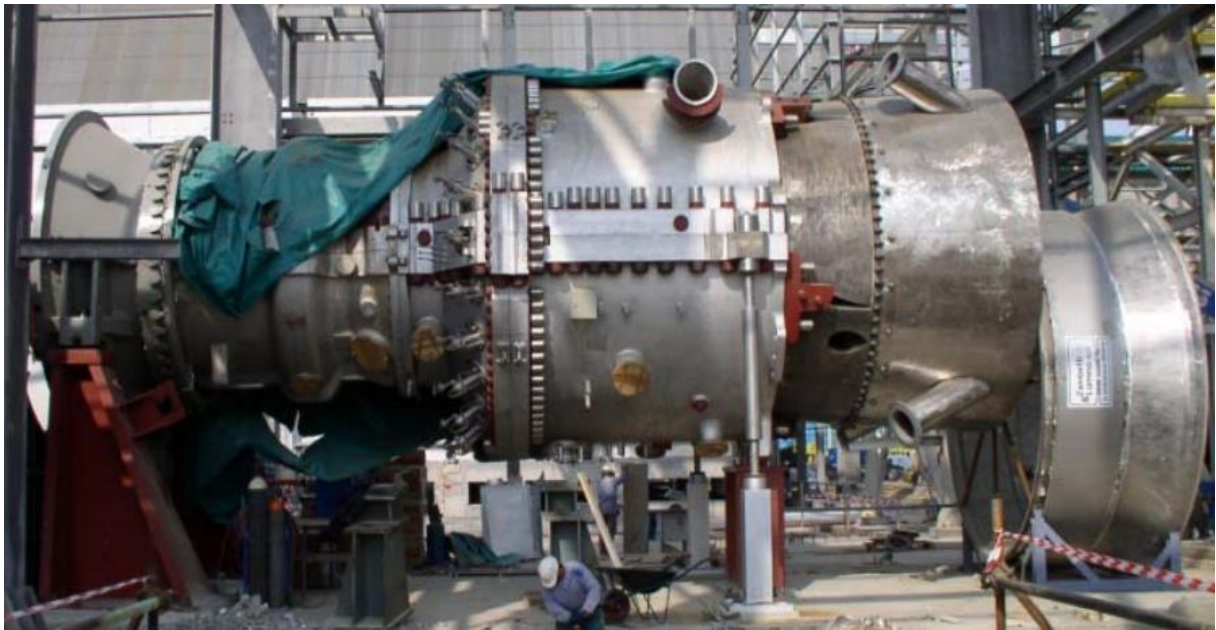


Figure 1.1 : Turbine à gaz en phase de maintenance

I.3 Composition d'une turbine à gaz :

Dans la forme la plus simple la turbine à gaz est composée par trois éléments :

- **Un compresseur centrifuge** qui a le rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise entre 10 à 30 bars.
- **Une chambre de combustion**, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- **Une turbine**, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

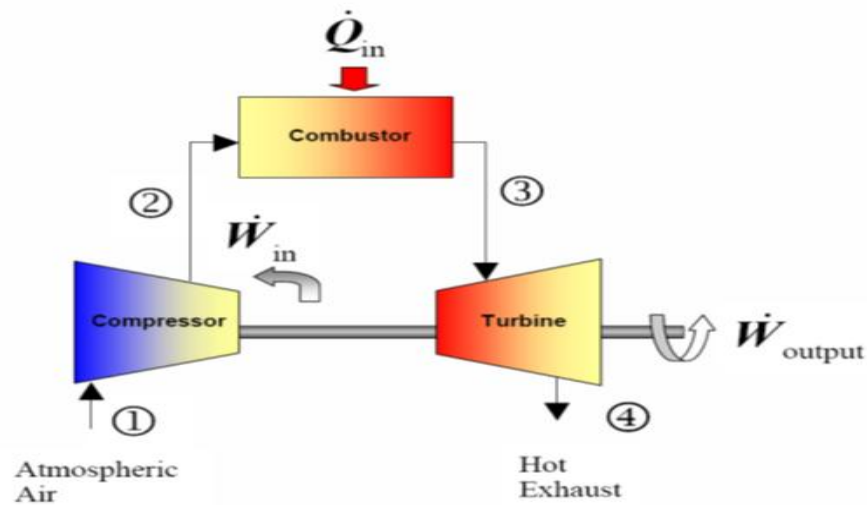


Figure 1.2: Composition d'une turbine à gaz

I.4 Les sections principales d'une turbine à gaz :

Les éléments fondamentaux constituant une turbine a gaz

- Compresseur
- Combustion
- Turbine

I.4.1 Section de compresseur :

Le compresseur est de type axial du fait qu'il est capable de délivrer des débits d'air élevé, nécessaires pour obtenir une puissance utile importante et cela dans un espace réduit, il sert également à fournir une source d'air nécessaire pour refroidir les parois des directrices, des aubes et des disques de la turbine, en plus, le compresseur fournit de l'air pour le refroidissement de la turbine et pour l'étanchéité de l'huile de graissage des paliers. [4]

Composants principaux :

- Le rotor
- Le stator
- L'enveloppe d'admission
- Le corps du compresseur
- L'enveloppe d'évacuation du compresseur
- Tubes d'interconnexion



Figure 1.3: Section de compresseur avant montage

I.4.2 Section de combustion :

Le rôle de la chambre de combustion consiste à brûler un mélange de carburant et d'air et à délivrer les gaz issus de la combustion vers la turbine elle reçoit l'air du compresseur et l'envoie, à une température élevée, à la turbine (idéalement sans perte de pression).

Elle est donc un réchauffeur d'air à combustion directe dans lequel le combustible est brûlé de façon presque stœchiométrique. Toutes les chambres de combustion des turbines à gaz remplissent la même fonction : elles augmentent la température du gaz à haute pression. [4]

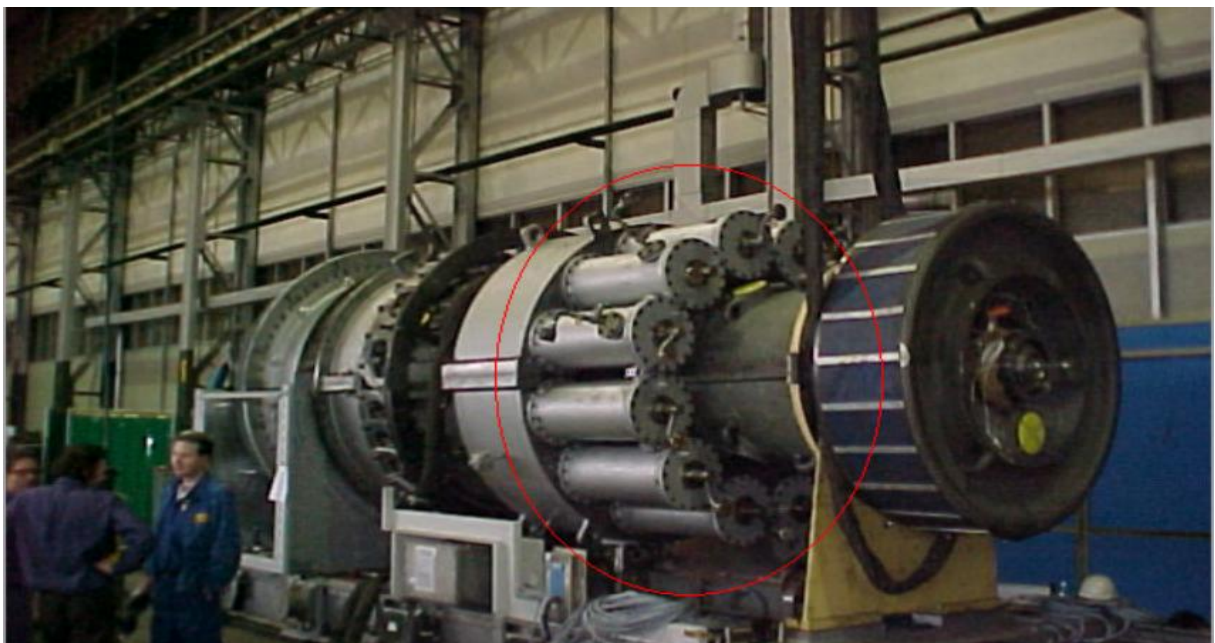


Figure 1.4: Section combustion

I.4.3 Section de turbine :

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- Corps de turbine :

C'est l'élément structurel principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement.

- Tuyère 1ère étage :

Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère 1ère étage. La tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation. Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion.

La tuyère du second étage :

Se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP. Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande

Qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.

La turbine comprend 2 roues :

- La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2.

- La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4.

Les 2 roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10ème étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP.

Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP.

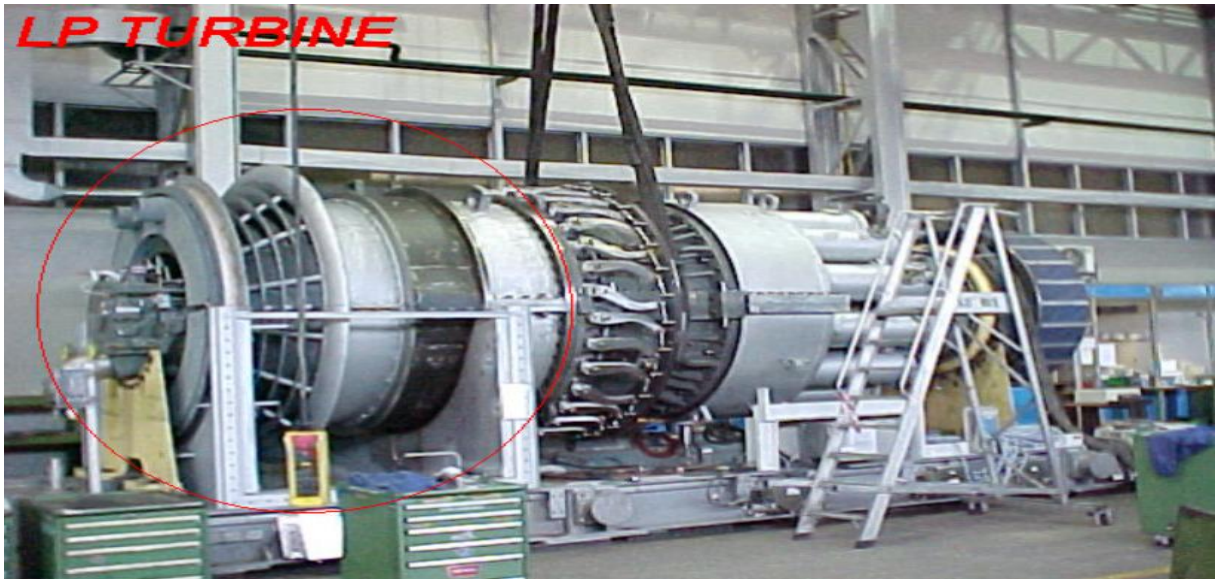


Figure 1.5: Section turbine

I.5 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur.
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant

Le combustible dans une chambre de combustion.

- Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la

Turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre.

- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression. [5]

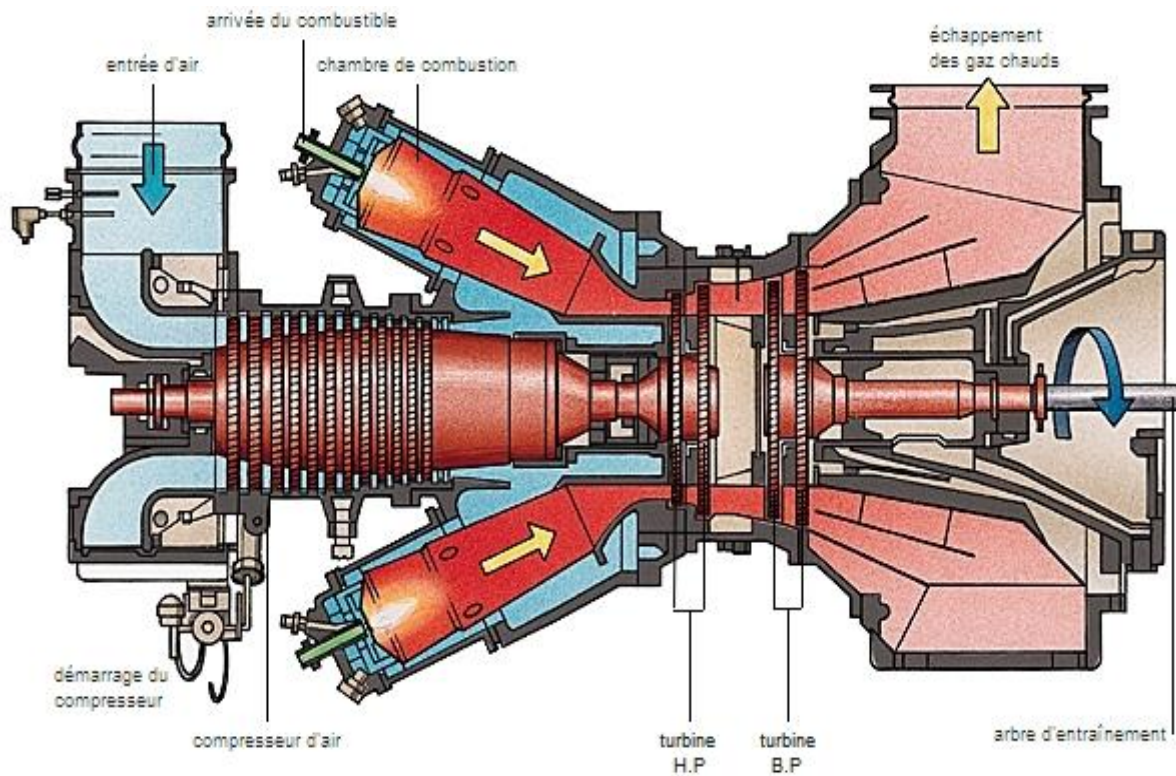


Figure 1.6: Fonctionnement d'une turbine à gaz

I.6 Classification des turbines à gaz:

I.6.1 1.6.1. D'après le mode de construction :

Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi (mono-arbre) elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité) et on a le deuxième type les turbines à deux arbres (bi-arbres) elles sont généralement utilisées pour entraîner les alternateurs dans les centrales thermique a cycle combine. [6]

Turbine mono-arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entrainer le compresseur ainsi que l'énergie pour entrainer la charge les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entrainement des machines qui fonctionnent à vitesse constante.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

T : Turbine.

CH : Charge.

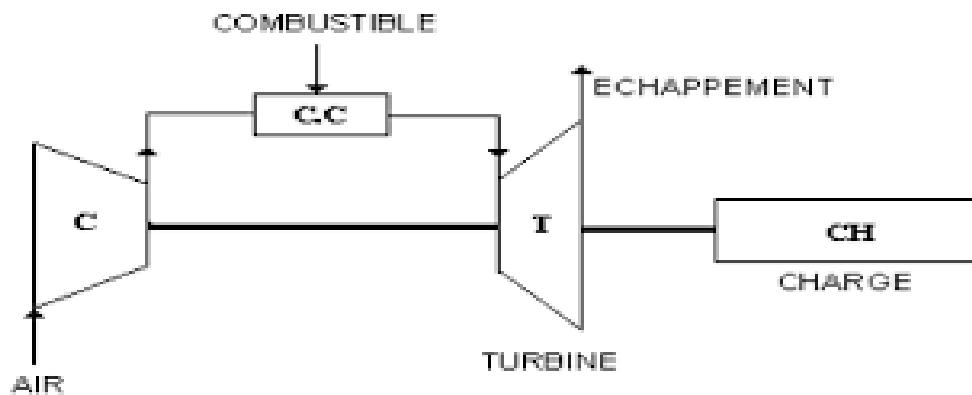


Figure 1.7: Schéma d'une turbine & gaz mono-arbre

Turbine bi-arbre :

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement, la roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur, le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

Thp : Turbine à haute pression.

Tbp : Turbin à basse pression.

N : Réducteur.

CH : Charge

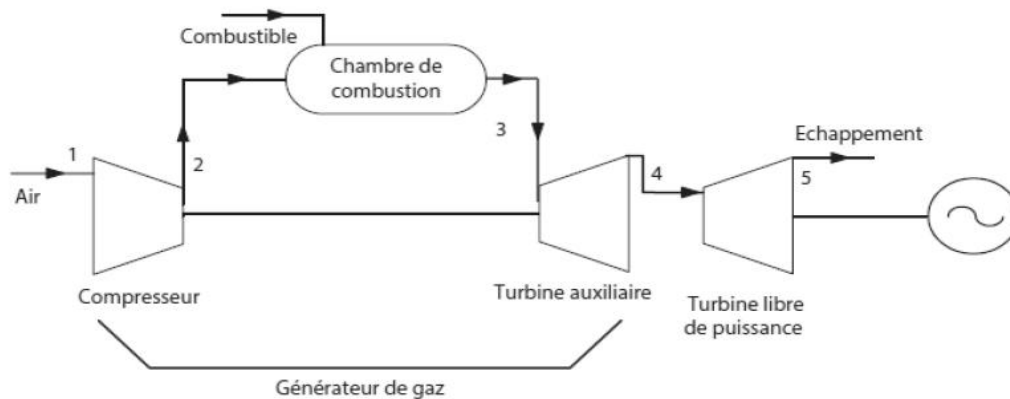


Figure 1.8: Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre

I.6.2 D'après le mode de travail :

Turbine à action :

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation

Thermo dynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes).

Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise

Par la détente ($P_1 > P_2$) en travail mécanique communiqué au rotor l'évolution des gaz dans

La roue se fait sans variation de pression statique ($P_1 = P_2$).

Turbine à réaction :

Les turbines à réaction la détente se fait dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles,

Qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique ($P_1 > P_2 > P_3$).

I.6.3 D'après le mode de fonctionnement thermodynamique :

Turbine à cycle simple :

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

Turbine à gaz à cycle fermé :

Une turbine en cycle fermé est une turbine thermique dans laquelle le fluide de travail circule en boucle fermée, sans échange direct avec l'environnement extérieur. Le fluide est chauffé par une source externe, détendu dans la turbine pour produire de l'énergie, puis refroidi et recompressé avant de recommencer le cycle.

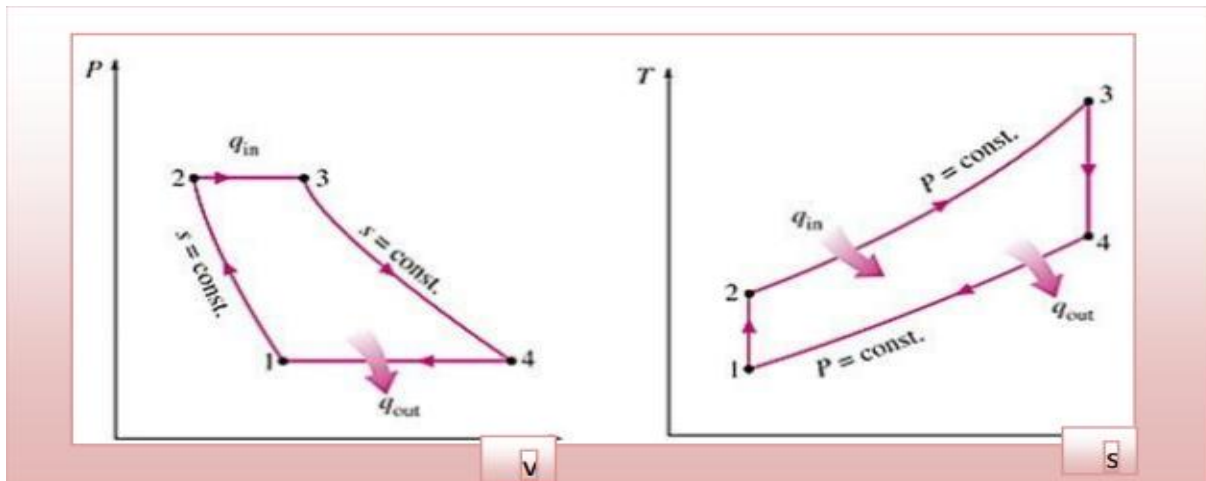


Figure 1.9: Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz

II. Chapitre 02: Etude de cas de la turbine à gaz de Boufarik 2

II.1 Généralité :

Les centrales électriques constituent l'un des piliers essentiels pour assurer la continuité du développement économique et social, en répondant aux besoins énergétiques croissants des différents secteurs ,dans ce contexte, la centrale électrique de Boufarik se distingue comme l'une des infrastructures énergétiques importantes en Algérie, contribuant efficacement au soutien du réseau électrique national et à la satisfaction de la demande croissante en énergie, notamment dans la région centre du pays. Située dans la wilaya de Blida, la centrale de Boufarik est conçue pour fonctionner avec la technologie des turbines à gaz, reconnues pour leur capacité élevée à répondre rapidement aux variations de la demande énergétique. La centrale utilise des turbines à gaz de type **MS-9001FA**, caractérisées par leur fiabilité et leur efficacité dans la conversion de l'énergie chimique du gaz naturel en énergie mécanique, puis en énergie électrique via les générateurs qui leur sont associés. De plus, la conception de ce type de turbines prend en compte les exigences de haute performance tout en intégrant des technologies de refroidissement et en assurant une durabilité énergétique. Ce projet de fin d'études s'inscrit dans le cadre de l'amélioration de la performance opérationnelle de la centrale, à travers l'étude et l'analyse de l'un de ses éléments les plus importants, à savoir le système de refroidissement des turbines à gaz, permettant ainsi d'atteindre une meilleure efficacité et de prolonger la durée de vie des équipements.

II.2 Description de la turbine à gaz MS-9001FA :

La turbine à gaz à arbre unique MS-9001FA est conçue pour fonctionner dans une installation configurée en unité à cycle simple ou cycle combiné à la vapeur et au gaz, la turbine à gaz comporte six principales sections ou groupes :

1. Admission d'air
2. Compresseur
3. Système de combustion
4. Turbine
5. Échappement
6. Systèmes de support

II.3 Section de compresseur:

La section du compresseur à débit axial se compose du rotor de compresseur et du corps du Compresseur dans le compresseur, l'air est confiné dans l'espace entre le rotor et le stator où il est comprimé par étape par une série de pales aérodynamiques alternées en rotation (rotor) et fixes (stator), les pales du rotor donnent la force nécessaire à la compression de l'air à chaque étage et les pales du stator guident l'air pour qu'il arrive sur l'étage suivant avec le bon angle. L'air comprimé sort du Compresseur par le corps d'échappement vers les chambres de combustion. L'air est aussi extrait du Compresseur pour le refroidissement de la turbine et le contrôle des pulsations au démarrage. [7]

II.3.1 Rotor :

La partie compresseur du rotor de la turbine est un assemblage de roues, d'un anneau de vitesse, de tirants d'assemblage, des pales du compresseur et d'un faux arbre avant (voir figure2.1). Chaque roue a des fentes brochées sur sa périphérie, les pales de rotor et les entretoises sont insérées dans ces fentes et elles sont maintenues en position axiale en faisant pénétrer et en déformant chaque extrémité de la fente. Les roues sont assemblées l'une à l'autre avec des feuillures pour le contrôle de concentricité et sont fixées ensemble par des tirants d'assemblage. Le positionnement sélectif des roues est fait durant le montage pour réduire la correction d'équilibrage. Après assemblage, le rotor est équilibré dynamiquement. Le faux arbre avant est usiné pour fournir le collier de butée qui porte les charges axiales avant et arrière.

Ce tronçon d'arbre agit également comme surface de lissage du palier N° 1, surface d'étanchéité des joints d'huile du palier N° 1 et joint d'étanchéité à l'air basse pression du compresseur. La roue de l'étage 17 supporte les pales du rotor et fournit aussi la surface d'étanchéité pour le joint de l'air haute pression et la bride de liaison entre le compresseur et la turbine.

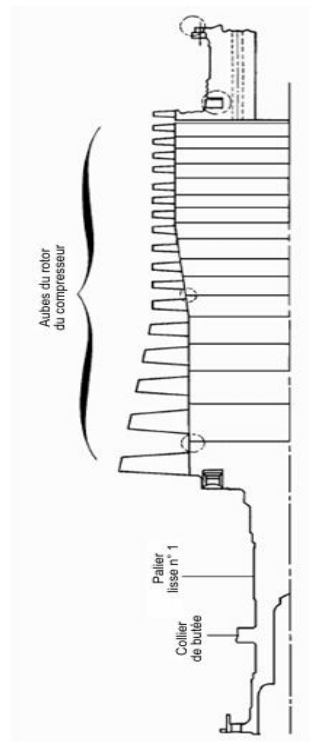


Figure 2.1: Ensemble du rotor du compresseur

II.3.2 Stator :

Le secteur du corps de la section compresseur se compose de trois sections principales :

-Carter d'admission :

Le corps d'entrée (voir Figure 2.2) est situé à l'extrémité avant de la turbine à gaz. Sa fonction première est de diriger uniformément l'air dans le compresseur. Le corps d'entrée soutient également l'ensemble du palier N° 1. La partie inférieure du palier N° 1 est intégralement coulée avec l'évasement interne. La partie supérieure du palier est un moulage séparé, bridé et boulonné sur la moitié inférieure. L'évasement intérieur est positionné sur l'évasement extérieur par neuf montants aérodynamiques radiaux. Les montants sont moulés avec les parois de l'évasement. Ils transfèrent également les charges structurales du carter adjacent vers le support avant qui est boulonné et chevillé à ce carter d'entrée.

Les aubes directrices à ouvertures variables sont placées à l'extrémité arrière du corps d'entrée et sont positionnées mécaniquement par un anneau de contrôle et un engrenage à pignons relié à un actionneur hydraulique et un bras de tringlerie. La position de ces aubes influe sur le volume du flux d'air d'admission du compresseur. [7]

-Carter du compresseur :

Le corps avant du compresseur contient les étages 0 à 4 du stator. La moitié inférieure du carter du compresseur est équipée de deux grands tourillons qui sont utilisés pour lever la turbine à gaz lorsqu'elle est séparée de sa base. La partie arrière du corps du compresseur contient les étages 5 à 12 du stator. Les ouvertures d'extraction dans la partie arrière permettent de retirer l'air au 13ème étage du compresseur. Cet air est utilisé pour le refroidissement.

-Carter de décharge du compresseur

Le corps d'échappement du compresseur est la partie finale de cette section c'est l'élément le plus long ; situé au milieu entre les supports avant et arrière il est en fait la clef de voûte de la structure de la turbine, le corps d'échappement du compresseur contient les derniers étages du compresseur, forme les parois internes et externes du diffuseur et lie les corps du compresseur et de la turbine. Il fournit aussi un support pour les corps extérieurs de la combustion et le support intérieur pour la directrice premier étage de la turbine.

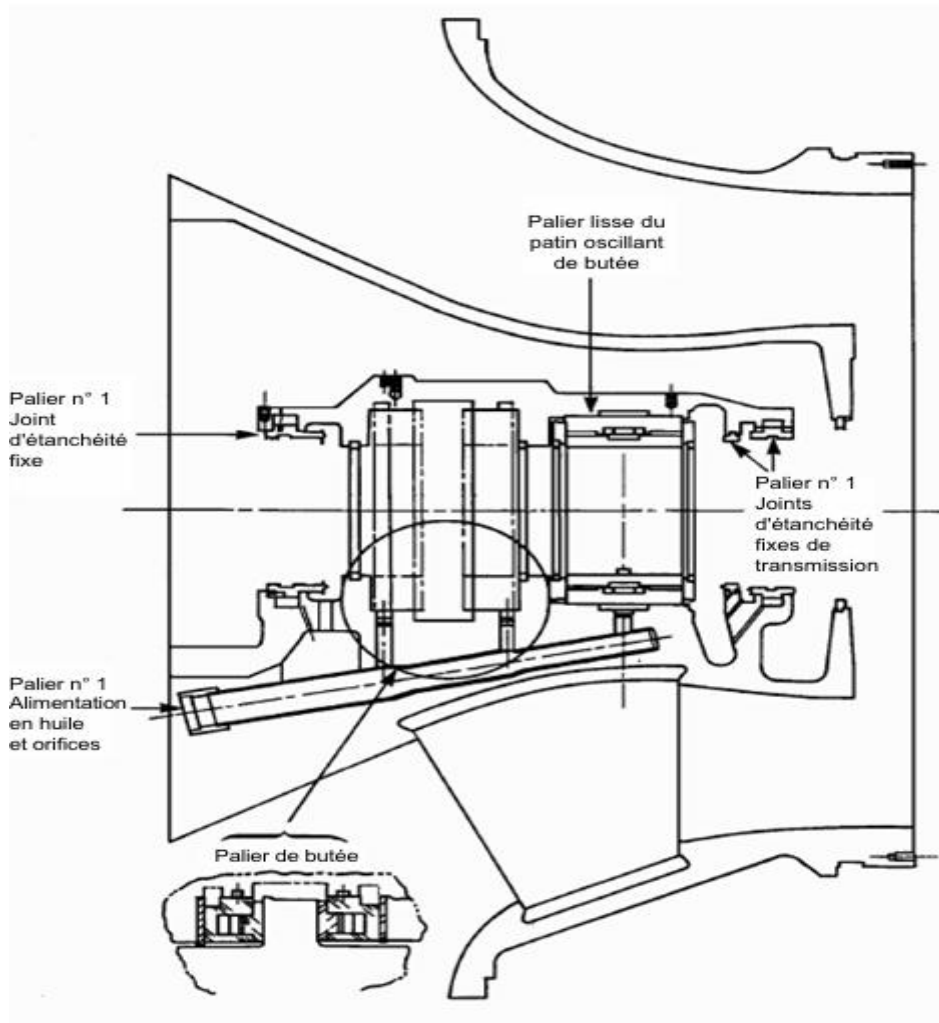


Figure 2.2 : Corps d'admission et palier du compresseur

II.4 Section de combustion :

Le système de combustion est de type flux inversé avec 18 chambres de combustion installées autour de la périphérie du corps d'échappement compresseur (cf. Figure 2.3). Les chambres de combustion sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre observées en aval et en partant de la partie supérieure gauche de la turbine. Ce système prévoit également des injecteurs de combustible, un système d'allumage par bougies, des détecteurs de flamme et des tubes d'interconnexion. Les gaz chauds, dégagés du combustible enflammé au sein des chambres de combustion, circulent en direction de la turbine à travers les pièces de transition refroidies par contact.

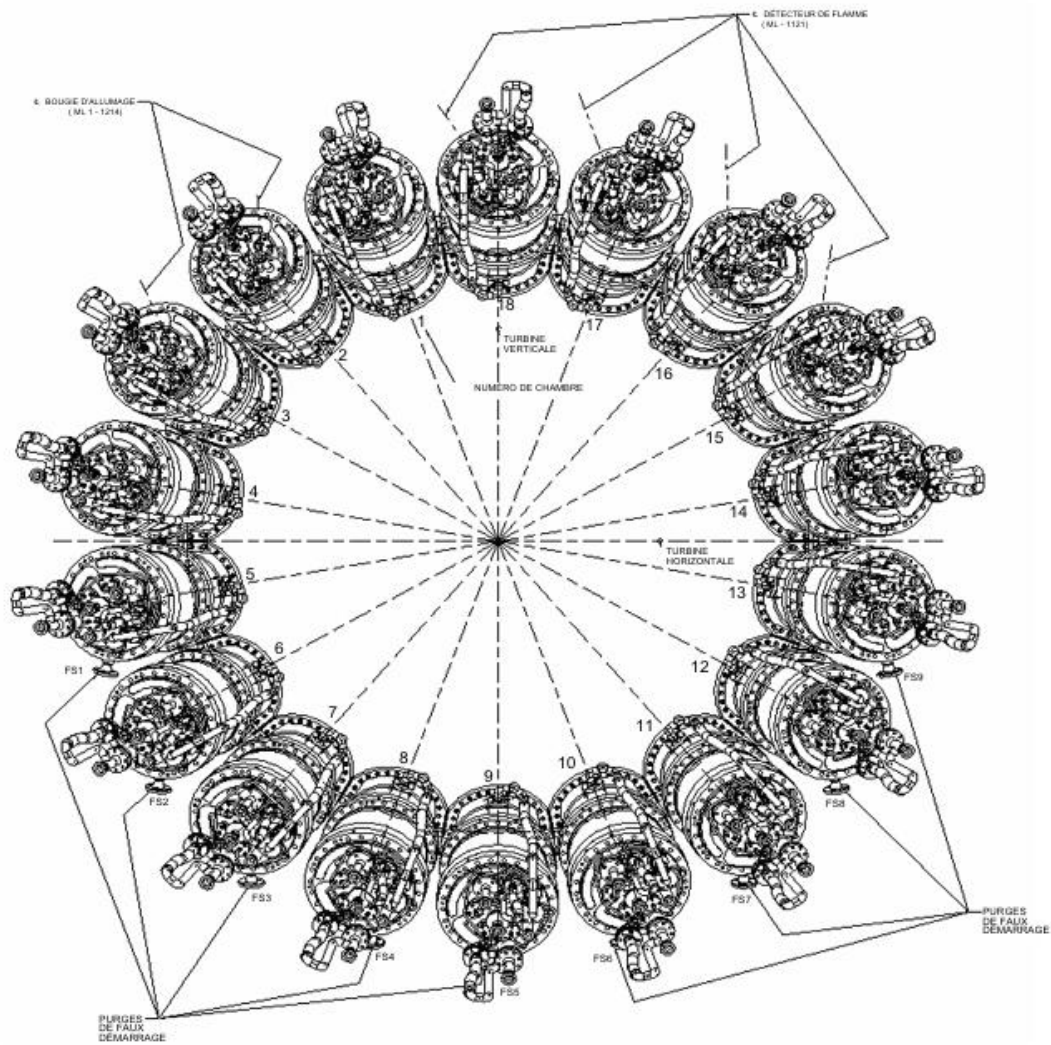


Figure 2.3: Disposition du système de combustion MS9001FA

II.4.1 Bougie d'allumage :

La combustion est déclenchée par l'arc de bougies d'allumage, la (Figure 2.4) illustre un agencement type de bougies d'allumage. L'alimentation des bougies est assurée par des systèmes d'alimentation à décharge de condensateur haute puissance, au moment de l'allumage, l'étincelle d'une ou de plusieurs de ces bougies allume les gaz dans une chambre, les autres chambres sont allumées par les tubes qui relient leur zone de réaction.

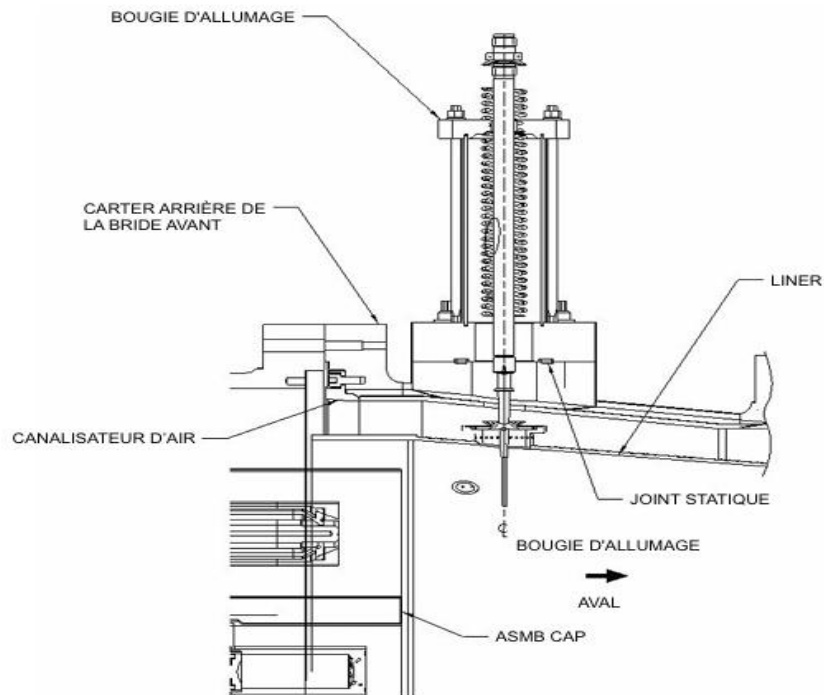


Figure 2.4: Bougie d'allumage

II.4.2 Détecteur de flammes :

Pendant la séquence de démarrage, il est essentiel qu'une indication de la présence ou de l'absence de flamme soit transmise au système de commande. Pour cette raison, un système de surveillance de la flamme est utilisé et consiste en détecteurs placés (Figure 2.5) comme indiqué sur la (figure 2.3) le détecteur de flamme aux ultraviolets contient un détecteur rempli de gaz. Le gaz de ce détecteur est sensible à la présence de radiations ultraviolettes émises par une flamme d'hydrocarbure.

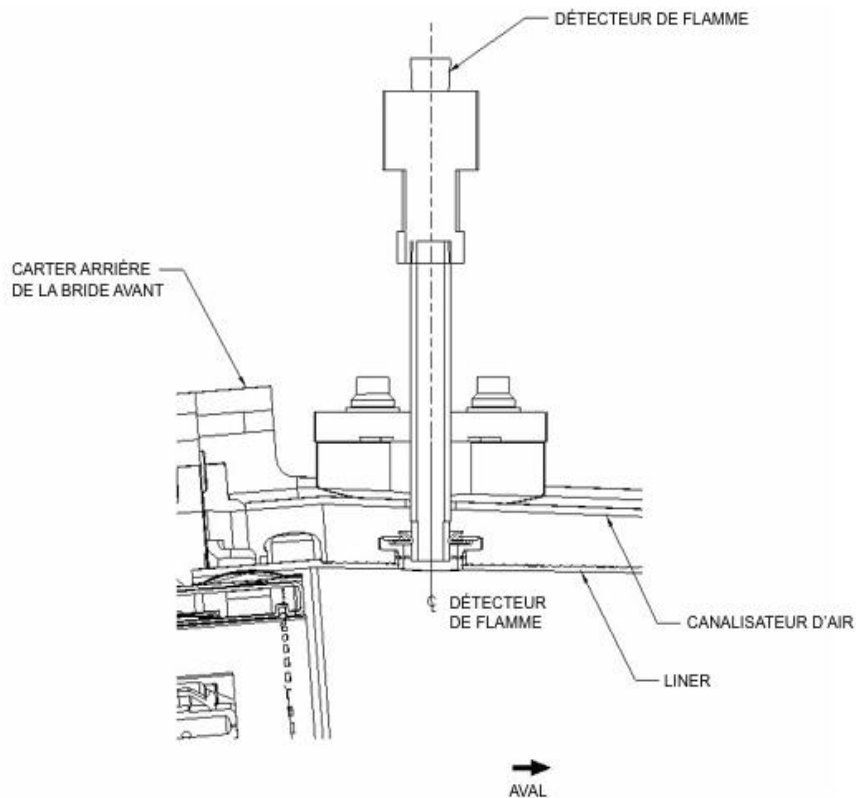


Figure 2.5: Détecteur de flammes

II.5 Section de la turbine :

La section de turbine à trois étages est le secteur dans lequel l'énergie contenue dans le gaz pressurisé à haute température, produit par les sections compresseur et combustion est convertie en énergie mécanique. La turbine à gaz MS-9001FA comprend le rotor de turbine, le corps, le caisson d'échappement, le diffuseur d'échappement et des injecteurs.

II.5.1 Rotor de la turbine :

L'ensemble de retour de la turbine comprends les arbres avant et arrière des roues de la turbine, les ensembles les trois premiers étages.

Le contrôle de concentricité est obtenu avec des feuilures qui correspondent sur les pièces d'écartement les roues de turbine les arbres des roues et les entretoises les rousses sont

assemblés par des boulons vissés sur des brides bolognais sur les arbres et les entretoises de roues.[8]



Figure 2.6: Ensemble de rotor de turbine à gaz

II.5.2 Stator de la turbine :

Le stator de la turbine est un ensemble des ailettes fixés formant une coquille comme la montre à la (figure 2.7) La section avant de la coquille de la turbine forme le carter pour l'extrémité arrière de section de refoulement de compresseur et de combustion concernant la section arrière de la coquille de la turbine forme la carter pour les distributeurs de première et de deuxième étage et les flosques pour les retours de turbine de première et de deuxième étage. [8]



Figure 2.7 : Ensemble du stator

II.6 Les paliers:

La turbine à gaz MS_9001FA a deux paliers à patins oscillants en quatre éléments qui supportent le rotor de la turbine, l'unité inclut également un palier de butée pour maintenir la position axiale rotor stator, La poussée est absorbée par une butée à patins oscillants avec huit patins sur chaque côté de la butée, les paliers et joints sont installés dans deux logements de paliers : un au niveau du carter d'entrée et un au niveau du cadre d'échappement.

Ces paliers principaux sont lubrifiés par pression à partir de l'huile fournie par le système d'huile de lubrification principal, l'huile s'écoule à travers des tubulures de dérivation vers une entrée dans chaque logement de palier.

-Lubrification :

Les principaux paliers de turbine sont lubrifiés par pression avec une huile alimentée à partir de la bêche d'huile. Les tuyauteries d'alimentation en huile, lorsque cela est possible, passent l'intérieur des conduites de purge d'huile de lubrification ou des canaux de purge à titre démesure de protection. En cas de fuite de la tuyauterie d'alimentation, l'huile ne se répandra pas sur les équipements à proximité, ce qui élimine un danger potentiel pour la sécurité. Lorsque l'huile pénètre dans l'arrivée du logement de palier, elle s'écoule dans un espace annulaire autour du palier. Depuis l'espace annulaire, l'huile coule à travers des trous ou des fentes usinées vers l'interface du palier du rotor.

-Etanchéité au lubrifiant :

Des joints d'étanchéité dans chacun des logements de palier empêchent que l'huile à la surface de l'arbre de turbine ne soit projetée le long de l'arbre, ces joints à labyrinthe sont montés aux extrémités des ensembles de palier là où un contrôle de l'huile est nécessaire. Une surface lisse est usinée sur l'arbre et les joints sont assemblés de manière à ce que seule une petite distance existe entre le joint d'étanchéité à l'huile et l'arbre. Les joints d'étanchéité sont conçus avec deux rangées de dents et un espace annulaire entre eux, l'air d'étanchéité pressurisé est admis dans l'espace et empêche la vapeur d'huile de lubrification de quitter le logement de palier. L'air qui repart avec l'huile au réservoir principal est ventilé à l'atmosphère après passage dans un extracteur de vapeur d'huile.



Figure 2.8: Palier de la turbine

II.7 Le Système de refroidissement de la turbine à gaz MS-9001FA :

Dans la turbine à gaz MS 9001 FA développée par General Electric, un système de refroidissement à eau est utilisé pour protéger plusieurs composants sensibles contre la chaleur. Ce système ne fait pas partie du cycle thermique principal, mais il joue un rôle essentiel dans la stabilité et la durabilité des équipements. Les principaux éléments refroidis par ce système sont:

-Refroidissement d'huile : C'est un fluide utilisé pour réduire les frottements et refroidir les pièces mobiles dans la turbine, la température de l'huile est maintenue grâce à deux échangeurs de chaleur et une vanne thermique ajuste le débit d'eau selon la température de l'huile, et un régulateur de pression garantit une bonne circulation.

- Le système de refroidissement de l'air d'atomisation : C'est l'air utilisé pour pulvériser le carburant liquide avant la combustion, un échangeur de chaleur refroidit l'air avant qu'il n'entre dans le compresseur d'atomisation. L'eau et l'air circulent séparément, échangeant la chaleur sans contact. Une vanne à trois voies, contrôlée par la température de sortie, régule le débit d'eau.

- Le socle de turbine à gaz : C'est la base mécanique qui supporte la turbine et ses composants. Le refroidissement limite la dilatation thermique et garde l'alignement de l'arbre.

- **L'alternateur** : C'est le générateur qui transforme l'énergie mécanique de la turbine en électricité. Il possède quatre échangeurs verticaux refroidis par hydrogène, la chaleur est transférée vers l'eau, puis évacuée. Chaque échangeur a des vannes d'isolement pour la maintenance. Tous doivent rester connectés pour une efficacité maximale.

- **Le sécheur à gaz à deux tours** : C'est un système qui élimine l'humidité du gaz hydrogène utilisé pour refroidir l'alternateur, Pendant la régénération l'hydrogène est refroidi en dessous du point de rosée, permettant au séparateur de retirer l'eau. Le débit d'eau est fixe, sans instrumentation complexe, mais reste suffisant pour garantir un séchage efficace

- **Refroidissement LCI** : C'est un système de refroidissement pour le convertisseur LCI, qui permet de démarrer la turbine. L'eau est dirigée vers ce refroidisseur pendant le démarrage, il est conseillé de le connecter en parallèle avec les autres systèmes pour une bonne répartition. Si plusieurs LCI existent, l'unité principale doit recevoir en priorité l'eau nécessaire. [7]

II.8 Les équipements du système de refroidissements:

II.8.1 Les pompes :

Les pompes centrifuges sont des machines rotatives qui jouent un rôle essentiel dans les systèmes de pompage multiples, grâce à leur simplicité, leur efficacité, leur adaptabilité et leur mode de fonctionnement. Elles pompent un liquide en convertissant l'énergie cinétique de rotation en énergie hydrodynamique de l'écoulement du fluide en le forçant au travers d'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur (souvent nommée improprement turbine).

C'est le type de pompe industrielle le plus commun. Par l'effet de la rotation de l'impulser, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement. [9]

Principe de fonctionnement :

La force centrifuge créée par la rotation de la roue transmet l'énergie au fluide aspiré, ce dernier est dirigé vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radialement vers l'extérieur par la force centrifuge, ce mouvement est ensuite converti en pression au niveau du diffuseur : l'énergie cinétique est convertie en énergie hydraulique. [10]

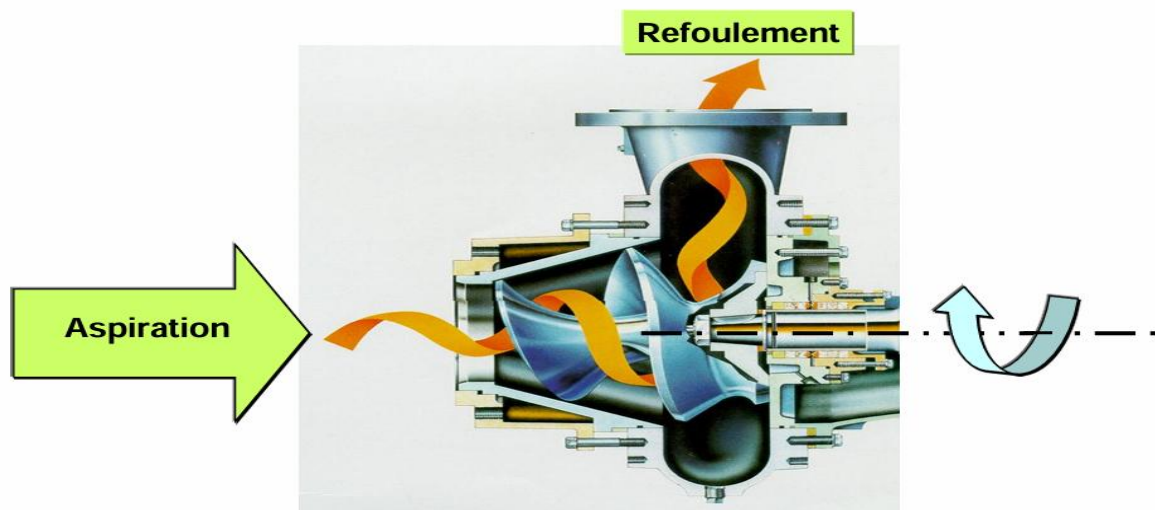


Figure 2.9 : Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

Le type de pompe utilisé dans la station de BFC2 :

Tableau 1 : Caractéristiques de la pompe d'eau de la centrale

La puissance absorbée	340 kW
La vitesse de rotation	1486 tr/min
Rendement global	70% à 80%
La tension	6600 V
Courant	33 A
Fréquence	50 HZ
Type	Pompe centrifuge



Figure 2.10 : La pompe à eau

II.8.2 Les filtres :

Les filtres du système de refroidissement d'eau dans une turbine à gaz jouent un rôle très important dans le maintien de l'efficacité et de la sécurité de l'installation. Leur fonction principale est de purifier l'eau des impuretés telles que la rouille, les dépôts et les résidus métalliques qui peuvent s'accumuler à l'intérieur des tuyaux. Si ces impuretés ne sont pas filtrées, elles peuvent provoquer l'obstruction des échangeurs thermiques ou nuire au bon fonctionnement des pompes, ce qui réduit l'efficacité du refroidissement. C'est pourquoi les filtres sont généralement installés avant les pompes ou avant l'entrée de l'eau dans les échangeurs thermiques. Bien sûr, ils doivent être nettoyés ou remplacés régulièrement afin de garantir un débit d'eau constant et un refroidissement optimal de tous les composants. [11]



Figure 2.11 : Filtre à eau

II.8.3 Les échangeurs de chaleurs :

Un échangeur de chaleur (récupérateur de chaleur) est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger.

Le flux Thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou chauffer directement, par exemple l'eau d'un circuit primaire de refroidissement de centrale nucléaire. [12]

Types d'échangeurs de chaleur :

- **À co-courant (ou échangeur anti-méthodique) :** les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens.
- **À contre-courant :** idem, mais les courants vont dans des sens opposés. Dans un échangeur méthodique, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur anti-méthodique et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud.
- **À courants croisés :** les deux fluides sont positionnés perpendiculairement.
- **À contact direct ou à mélange :** les deux fluides peuvent être mis en contact comme c'est le cas dans les tours de refroidissement, des buses projetant de l'eau chaude sont disposées sur les parois intérieures de la tour, l'air extérieur admis par le bas s'échauffe et du fait de son changement de densité monte de bas en haut, permettant ainsi de refroidir l'eau.

II.8.4 Le réservoir d'expansion :

Le vase d'expansion constitue un élément essentiel du système de refroidissement à eau de la turbine (TG), tel que défini dans le contrat des équipements électromécaniques. Sa fonction principale est d'absorber les variations de volume de l'eau de refroidissement résultant des changements de température dans le circuit fermé. Ce réservoir est conçu en métal, de forme cylindrique avec des extrémités semi-elliptiques. Il fonctionne sous pression et contient de l'eau et de l'azote, séparés par une membrane souple (diaphragme souple). Cette membrane permet une répartition interne de l'eau et assure l'absorption de la surpression générée par la dilatation du liquide. Lors de la détermination de la capacité du réservoir, le volume total du système de refroidissement a été pris en compte, incluant les tuyauteries, les équipements, ainsi que les variations thermiques prévues. Le scénario le plus défavorable a été évalué, en considérant une température minimale de l'eau à 4 °C et une température maximale à 56 °C. Le vase

d'expansion est dimensionné pour absorber intégralement cette variation de volume. Cette absorption est assurée par deux réservoirs : l'un fonctionnant à basse pression (2 bar) et l'autre à haute pression (3,5 bar). Sur la base de ces données, la capacité requise et les dimensions des réservoirs ont été calculées avec précision afin de garantir un fonctionnement sûr et efficace du système.



Figure 2.12 : Le réservoir d'expansion

II.8.5 Les transmetteurs :

Les transmetteurs sont des instruments essentiels dans les systèmes de turbines, qu'elles soient à gaz, à vapeur ou hydrauliques, ils assurent la surveillance en temps réel des paramètres critiques tels que la pression, la température, le débit, le niveau, la vibration et la vitesse. Ces dispositifs convertissent les grandeurs physiques mesurées en signaux électriques, permettant ainsi une gestion optimale, sécurisée et efficace de la turbine. [13]

Types des transmetteurs :

- Transmetteurs de pression : Les transmetteurs de pression mesurent la pression d'un fluide (liquide ou gaz) dans un système ils convertissent cette pression en un signal électrique standard pour assurer la surveillance.

-Transmetteurs de débit : les transmetteurs de débit permettent de mesurer la quantité de fluide circulant dans une tuyauterie et de transmettre cette information sous forme de signal électrique. Ils sont essentiels pour le contrôle et la régulation des procédés industriels.

- **Transmetteurs de température** : Les transmetteurs de température mesurent la température d'un fluide ou d'un équipement à l'aide de capteurs comme les thermocouples ils convertissent cette mesure en un signal électrique standard pour la surveillance et le contrôle des procédés.



Figure 2.13 : Transmetteur de pression

II.8.6 Vanne automatique :

Le rôle de la vanne automatique dans le circuit de refroidissement d'une turbine à gaz est essentiel pour assurer la régulation de la pression dans le réseau d'eau de refroidissement. Elle permet de maintenir une pression constante et adaptée au bon fonctionnement du système, en ouvrant ou en fermant automatiquement selon les variations de pression détectées. Cela garantit un débit d'eau optimal pour le refroidissement des composants critiques de la turbine, notamment les roulements et les chambres de combustion, tout en évitant les surpressions pouvant endommager l'installation. [14]



Figure 2.14 : Vanne automatique

II.8.7 Les ventilateurs :

Les ventilateurs dans les systèmes de refroidissement d'eau servent à faire circuler l'air pour faciliter l'échange thermique. Ils permettent de réduire la température de l'eau en favorisant son refroidissement par évaporation. On les trouve notamment dans les tours de refroidissement.

Tableau 2 : Caractéristiques des ventilateurs

DONNÉES GÉNÉRALES	
Élévation	15M
Pression barométrique	1,0077 bar
Fréquence du système	50HZ
Vitesse maximale du vent	90 KM/H
Emplacement	Extérieur
Total chaleur transférée	23,48MW
Côté eau	
Température d'entrée	66°C
Température de sortie (maximum)	56°C

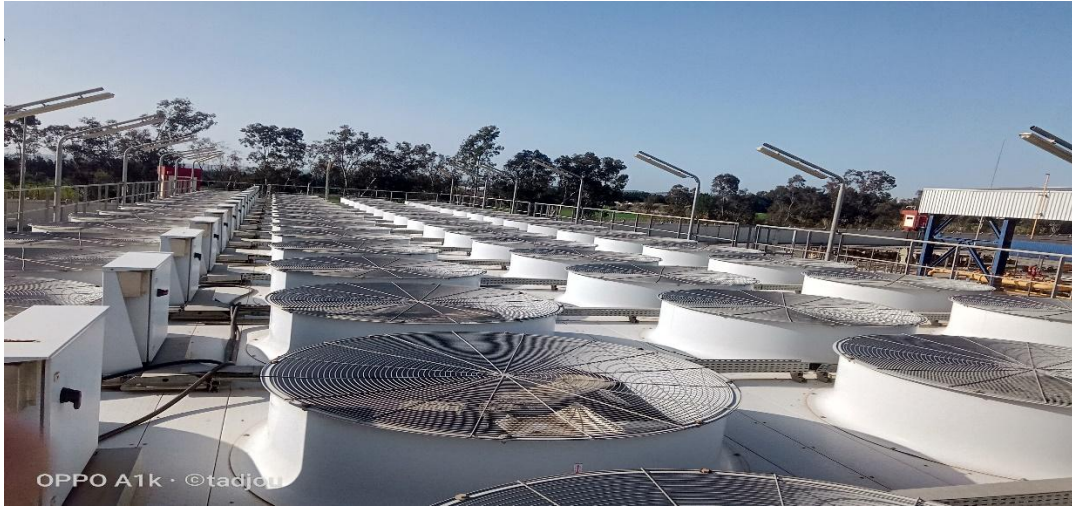


Figure 2.15 : Les ventilateurs

II.8.8 La tuyauterie :

Le système de refroidissement de la centrale de Boufarik utilise de l'eau déminéralisée mélangée à un inhibiteur de corrosion pour refroidir efficacement les équipements. Cette eau circule à travers des tuyauteries en acier au carbone, un matériau robuste mais sensible à la corrosion. L'eau déminéralisée limite les dépôts et les réactions chimiques, tandis que l'inhibiteur forme une couche protectrice à l'intérieur des canalisations. Ce dispositif permet de maintenir une température stable et de protéger les installations contre l'usure prématurée. [15]

II.9 Problèmes rencontrés dans le système de refroidissement:

Le problème majeur décelé au niveau de la centrale électrique de Boufarik 2 est son système de refroidissement ; qui présente le maillon faible de la turbine à gaz. En effet ; ce système est centralisé pour refroidir les différents organes de la centrale ; l'expérience a démontré que l'exploitation de ces turbines est une tâche délicate. Voici les points clés du problème :

1-Système de refroidissement commun :

Les trois groupes électriques partagent le même système de refroidissement, ce qui signifie qu'un dysfonctionnement de ce système ; provoquera un arrêt total de la centrale.

2-Utilisation de seulement deux pompes pour tout l'ensemble des 3 groupes :

Ces pompes fonctionnent en alternance pour refroidir les trois groupes. En cas de panne d'une pompe, la continuité du refroidissement et donc le fonctionnement des turbines sera impacté directement.

.3-Risques élevés en cas de panne :

Une panne du système de refroidissement peut provoquer une surchauffe des turbines, entraînant des arrêts de production, des pertes financières importantes et même des risques pour la sécurité nationale, étant donné l'importance de l'électricité et le rôle stratégique de la centrale.

Le projet de réingénierie vise à résoudre ces problèmes en instaurant un système de refroidissement indépendant pour chaque groupe, avec deux pompes par groupe pour garantir une meilleure fiabilité et une maintenance plus facile.

III. Chapitre 03: Méthodologie

III.1 Description de système actuel :**-Analyse du système de refroidissement existant :**

Le schéma suivant (figure 3.1) représente un circuit fermé d'eau choisi pour le refroidissement les 3 groupes électriques en même temps, Contrairement au circuit de refroidissement ouvert, le circuit fermé permet de limiter la consommation d'eau et de préserver le fluide de refroidissement contre la contamination.

Cette analyse approfondie constitue une base solide pour proposer des solutions d'amélioration ciblées, comme détaillé dans la section suivante. Les écarts importants observés justifient la mise en œuvre de mesures correctives prioritaires au niveau des échangeurs et du circuit hydraulique.

-schéma hydraulique : le circuit comprend (voir figure 3.2)

-deux pompe centrifuge : débit d'eau de 100 à 500 mètres cube et de puissance de 315 KW

-un échangeur a plaques : assurant le transfert thermique

-un filtre a tamis : en amont pour protéger contre les particules abrasives

-les ventilateurs :

-Réservoir d'expansion : de capacité de $8,6 m^3$ utiliser pour remplir le circuit dans cas il y a des fuites il fonctionne dans deux températures de $4C^{\circ}$ minimal et de $56C^{\circ}$.

-un by-pass : équipe d'une vanne, active en cas de maintenance ou de réduction de charge.

Fonctionnement et optimisation :

Les capteurs (pression, température, débit) transmettent des données à un automate (la salle de contrôle) pour réguler le système en temps réel La filtration est surveillée via un manomètre différentiel, alertant en cas de colmatage.



Figure 3.1 : La salle de commande

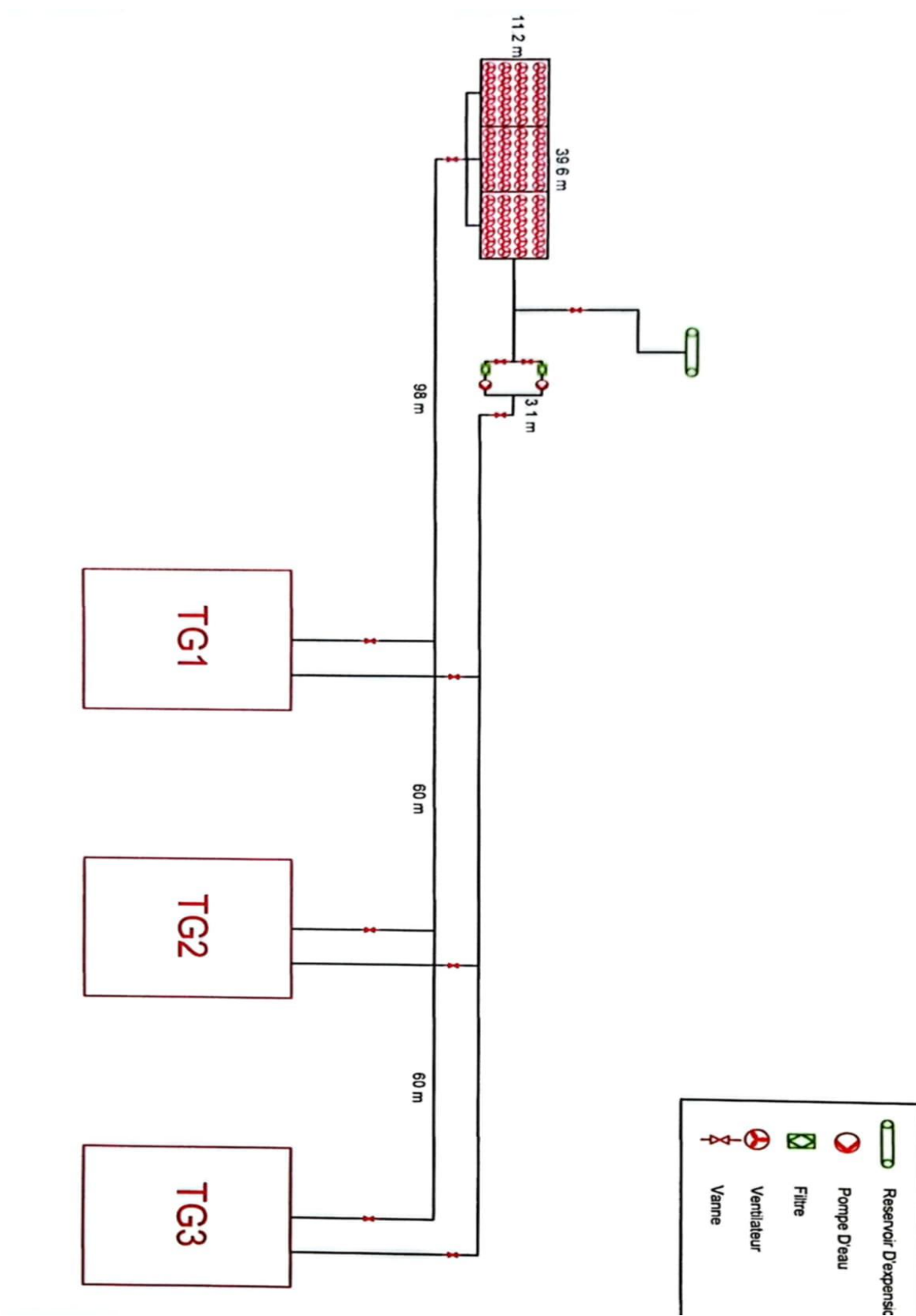


Figure 3.2 : Schéma de la conception actuel

III.2 Analyse de fonctionnement :

L'ordinogramme présenté ci-dessous structure de manière rigoureuse le processus d'analyse du système de refroidissement selon une approche verticale et conditionnelle contrairement à une logique horizontale complexe, ce schéma en séquence descendante permet :

1-Une vérification systématique : chaque critère technique est valide l'un après l'autre sans retour en arrière

2- Des décisions binaires claires : à chaque étape une question technique (ex : il y a une panne ?) la repense si oui Activer la pompe secours si non Activer la pompe secours.

Cette méthode est particulièrement adaptée pour comprendre le fonctionnement du système.

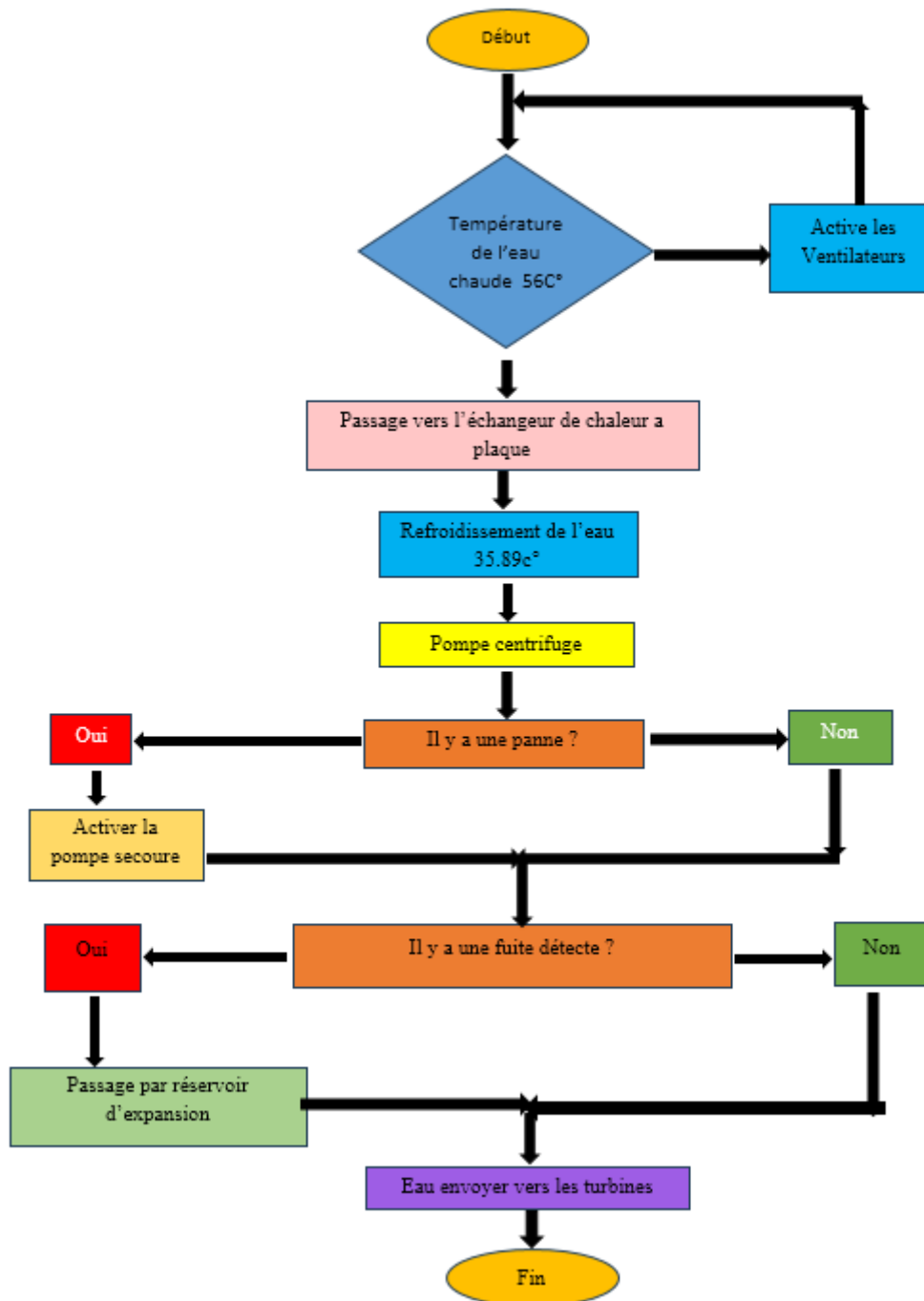


Figure 3.3. Processus d'analyse du système de refroidissement selon une approche verticale

III.3 Collecte des données de la conception actuel :

Afin d'avoir une vision claire et globale sur la performance du système de refroidissement, nous avons mené une campagne de mesures sur le terrain, en nous concentrant sur un ensemble de paramètres clés reflétant l'efficacité et la stabilité du système en cours de fonctionnement. Ces paramètres ont été soigneusement sélectionnés afin de garantir une évaluation objective et efficace, permettant d'identifier les points forts et les faiblesses du système, et de proposer les améliorations nécessaires.

III.4 Conditions de conception de la pompe:

Le dimensionnement de la pompe tient en compte ce qui suit :

- Débit nominal de charge : le débit de l'équipement en fonctionnement normal, est défini lorsque le débit a lieu pendant la plupart du temps de fonctionnement de l'équipement.
- Débit de conception (nominal) : il est 10% plus large que le débit normal (débit continu maximum)
 - La NPSHA (net positive section head) sera calculée : Lors du calcul de la NPSHA, on doit prendre les conditions les plus défavorables : température maximale, pression de vapeur élevée, et tenir compte des propriétés du fluide et de la conception de l'aspiration, pour s'assurer que la pompe fonctionnera sans cavitation même dans ces cas extrêmes

Selon la Base de Conception Environnementale, Chimique et Mécanique, les vitesses du fluide recommandées dans les tuyaux sont indiqués comme ci-dessous [7] :

Tableau 3 : Vitesse du fluide

Services	Vitesse (m/s)
Aspiration	0,9 à 2,1
Décharge	1,8 à 3,7

La pression de conception : minimale est 3,5 bar.

➤ **Pression de décharge de la pompe**

La pression à la sortie de la pompe sera la plus élevée entre :

- **3,5 bar** (valeur minimale de sécurité),
- Ou $1,25 \times$ la HMT normale, pour anticiper les pics de pression en cas d'arrêt.

➤ **Température de conception**

La température de conception d'un fluide est définie comme :

- 10 °C de plus que la température de fonctionnement maximale.
- Pour les fluides à température ambiante, une règle spécifique s'applique.

➤ **Matériaux de tuyauterie selon le fluide**

Le choix du matériau dépend du fluide.

- Par exemple, pour de l'eau déminéralisée avec inhibiteur, on utilise :
Acier au carbone, type 1A1

IV. Chapitre 4: Résultats et discussion

IV.1 Calcul analytique :

Le dimensionnement de la pompe a été fait comme suit :

Données : [7]

- Débit d'eau : $Q = 1535 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.4264 \text{ m}^3 / \text{s}$
Hauteur manométrique total : $h = 60 \text{ m}$
- Pression d'aspiration
- $P_1 = 3,5 \text{ bar} = 350000 \text{ Pa}$
- Pression de refoulement $p_2 = 9,44 \text{ bar} = 940000 \text{ Pa}$
- Vitesse d'aspiration $v_1 = 1.6 \text{ m/s}$
- Vitesse de refoulement $v_2 = 2.4 \text{ m/s}$
- Diamètre d'aspiration $d_1 = 24 \text{ in} = 0,6096 \text{ m} = 60,95 \text{ cm}$
- $\rho = 1000 \text{ kg /m}^3$
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

IV.1.1 Hauteur manométrique totale (HMT) :

$$HMT = \left(\frac{p_2 - p_1}{\rho g} \right) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \right) \quad (3.1)$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{940000 - 350000}{1000 \times 9,81} = 60,55 \text{ m}$$

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{(5,76 - 2,56)}{19,62} = 0,16 \text{ m}$$

$$HMT = 60,55 + 0,16 = 60,71 \text{ m}$$

Ce résultat est très cohérent avec collecteur requis = 40 m, donc on peut le valider.

IV.1.2 Puissance hydraulique :

$$Ph = \rho \times g \times Q \times H \quad (3.2)$$

$$Ph = 1000 \times 9,81 \times 0,426 \times 60,71$$

$$Ph = 253 \text{ KW}$$

IV.1.3 Puissance absorbée (avec rendement) :

On suppose un rendement de pompe de 75% :

$$P_{abs} = \frac{Ph}{\eta} = \frac{253}{0,75} = 337 \text{ KW} \quad (3.3)$$

Remarque : d'après la puissance calculé 337 KW et la puissance indiquée dans la fiche de la pompe 340 KW on constate une cohérence entre les deux valeurs.

IV.2 Conditions de conception d'Echangeur à air :

Les pompes du système de refroidissement de la TG utilisées pour les pompes d'eau de refroidissement à travers les consommateurs principaux, l'ensemble final de l'alternateur, le refroidisseur onduleur à commutation par la charge (LCI), le sécheur à gaz, la base de la turbine à gaz, le module accessoire et le refroidisseur à air de pulvérisation. L'eau de refroidissement est réchauffée à 67,5°C, puis envoyée à l'échangeur à air de la turbine à gaz pour être refroidie à la température requise (56°C), la chaleur transférée sera dissipée vers l'atmosphère. L'échangeur à air aura plusieurs points de fonctionnement, Cependant, il sera conçu pour fournir la température adéquate aux consommateurs principaux.

Température extérieure du calcul de l'ensemble final de l'alternateur :

$$Q = m \times cp \times \Delta t \quad (3.4)$$

Données : [7]

Q= service (MW)

F = 30% de débit du volume éthylène glycol (m³/h) = 1535 m³/h

Cp = chaleur spécifique (j/kg) = 3833

Delta T (°C) = T sortie – T entrée

T entrée : Température sortie = 56 °C

T entrée : Température entrée = 67.5°C

$$Q = 1535 \times \frac{1}{3600} \times 3833 \times (67.5 - 56)$$

$$\bullet \quad Q = 18.8 \text{ MW}$$

Données : [7]

- Chaleur total transférée = 23.48 MW
- Débit d'eau : 1535 m³/h
- Température d entre eau = 67.5C°

- Température d sortie eau = 56C°
- $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
- On suppose que :
- Température d entre d'air = 20 c°
- Température d sortie d'air = 45 C°
- $U = 300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- On prend la valeur de $U = 300 \text{ W}$ c'est une valeur réalise pour un échangeur eau – air

IV.2.1 Débit massique d'eau :

$$\dot{m} = \rho \times v \quad (3.5)$$

$$\dot{m} = 1000 \times 0.4264 = 426.4 \text{ kg/s}$$

IV.2.2 Calcul de la température moyenne (ΔTLM) :

$$\Delta T1 = T_{\text{eau entre}} - T_{\text{d'air sortie}} \quad (3.6)$$

$$\Delta T1 = 67.5 - 45 = 22.5 \text{ c}^\circ$$

$$\Delta T2 = T_{\text{eau sortie}} - T_{\text{d'air entre}}$$

$$\Delta T2 = 56 - 20 = 36^\circ \text{c}$$

$$\Delta TLM = \frac{36 - 22.5}{\ln\left(\frac{36}{22.5}\right)}$$

$$\Delta TLM = 28.7 \text{ c}^\circ$$

IV.2.3 Surface De l'échange :

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta TLM} \quad (3.7)$$

$$A = 27,71 \text{ m}^2$$

IV.2.4 Nombre d'échangeurs utilisé :

La chaleur transfère $Q = 23.48 \text{ MW}$

On suppose que la capacite thermique unitaire ($Q_{\text{unitaire}} = 1.5 \text{ MW}$) cette valeur courante pour les échangeurs à plaque.

$$N_{\text{échangeur}} = \frac{Q_{\text{total}}}{Q_{\text{unitaire}}} = \frac{23.48}{1.5} = 15.65$$

On applique un facteur de sécurité technique (environ 20%)

Nombre final = $15.65 \times 1.2 = 18$

Donc on utilise 18 échangeurs de chaleur

IV.3 Conditions de conception du réservoir d'expansion :

Le réservoir d'expansion du système de refroidissement a pour but d'absorber les variations du volume de l'eau de refroidissement, dus aux changements de température. Il sera métallique, en forme cylindrique avec un récipient en forme semi-elliptique. Le réservoir d'expansion, sous pression, est un récipient où l'eau et l'azote sont séparés par un diaphragme souple permettant la répartition de l'eau et l'absorption des surpressions. Le volume total du système a été estimé après avoir considéré la tuyauterie, l'équipement et les variations de la température du circuit fermé.

Fiche de Données des Réservoirs d'expansion du système d'eau de refroidissement TG :

Tableau : Fiche de données du réservoir d'expansion

Réservoir du Système de Refroidissement TG	
Pression de fonctionnement maximum	3.5 bar
Pression de fonctionnement minimum	2 bar
Température de fonctionnement maximum	56c°
Température de fonctionnement minimum	4C°

T max c°	Coefficient d'expansion (fd)
10	0.0004
20	0,0018
30	0,0044
40	0,0079
56	0,0151
60	0,0171

70	0,0228
75	0,0258

Le coefficient d'expansion correspondant à 56°C est 0,0151

IV.3.1 Calcul du volume de fluide requis :

Donnée : [7]

Le volume total : 161 m³

$$V_{vc} = \frac{p_{\max}}{p_{\max} - p_{\min}} \times f_d \times v_t \quad (3.9)$$

V_{vc} : Calcul du volume de fluide requis (m³)

P_{max} : Pression de fonctionnement maximum (bar)

P_{min} : Pression de fonctionnement minimum (bar)

f_d: Coefficient d'expansion

V_t: Volume du circuit fermé de refroidissement (m³)

$$V_{vc} = \frac{3.5}{3.5 - 2} \times 0.0151 \times 161 = 5.6 \text{ m}^3$$

Enfin, pour calculer le volume total, le facteur d'acceptation peut être utilisé (% du volume de fluide attribué à un réservoir). L'azote aura un volume restant disponible.

$$V_T = \frac{V_{vc}}{F_a} \quad (3.10)$$

V_T : Volume total

V_{vc}: Calcul du volume de fluide requis (m³)

F_a: Facteur d'acceptation = 0,65

$$V_T = \frac{5.6}{0.65} = 8.6 \text{ m}^3$$

Le volume total du réservoir d'expansion est 8,6 m³.

IV.4 Calcul des paramètres des ventilateurs :

IV.4.1 La chaleur totale à dissiper :

$$Q_{\text{Total}} = 23.48 \text{ MW} = 23480 \text{ KW}$$

Supposons un ventilateur industriel typique :

Un ventilateur industriel d'un diamètre de 2.8 à 3 mètres (de grand taille) peut dissiper environ :

300 KW à 500 KW de chaleur avec un débit d'air de 25 à 30 m² /s

On prend une valeur de :

$$Q = 329 \text{ KW}$$

IV.4.2 Calcule du nombre de ventilateurs :

$$N = \frac{Q_{\text{Total}}}{Q_{\text{fan}}} \quad (3.11)$$

$$N = \frac{23480}{329}$$

$$N = 71.37$$

On prend 72 ventilateurs.

Chaleur dissipée par ventilateur :

$$Q_{\text{ventilateur}} = \frac{Q_{\text{Total}}}{N} = \frac{234080}{72} = 326.1 \text{ kw} \quad (3.12)$$

IV.4.3 Débit d'air nécessaire par ventilateur :

On utilise la formule :

$$Q = \dot{m}_{\text{air}} \times c_p \times \Delta T \quad (3.13)$$

$$Q = 326100 \text{ w}$$

Q : puissance thermique a dissiper en W

m : débit massique d'aire en kg/s

$$c_p \text{ de l'air} = 1005 \text{ J/Kg.k}$$

ΔT : difference de temperature air on suppose = 10 C°

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{Q}{C_P \times \Delta T}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{326100}{1005 \times 10} = 32.45 \text{ kg/s}$$

Supposons une densité de l'air :

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 \text{ à } 30^\circ \text{C}$$

Le débit d'air :

$$V_{\text{air}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\rho} = \frac{32.45}{1.2} = 27.04 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.15)$$

IV.4.4 Dimension du ventilateur :

On suppose une vitesse d'air à la sortie du ventilateur de 3-5 m/s

$$A = \frac{V_{\text{air}}}{v} = \frac{27.04}{4} = 6.76 \text{ m}^2 \quad (3.16)$$

Surface d'un ventilateur circulaire :

$$A = \pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (3.17)$$

$$D = 2 \times \sqrt{A/\pi} = 2 \times \sqrt{6.76/\pi} = 2.94 \text{ m}$$

Nombre de ventilateur : 72

Débit d'air par ventilateur : $27 \text{ m}^3/\text{s}$

Diamètre estimé d'un ventilateur : 2.94 m

IV.5 Proposition d'amélioration :

Face aux défis techniques rencontrés par le système de refroidissement actuel, une solution technique et ingénierie a été proposée afin d'améliorer l'efficacité et la fiabilité opérationnelle et de garantir la stabilité de la centrale. Cette solution se décline comme suit :

Séparation du système de refroidissement :

Un système de refroidissement indépendant sera mis en place pour chaque groupe électrique de manière à ce que chaque unité fonctionne de façon autonome. Cela évite qu'un dysfonctionnement dans un groupe n'affecte les autres.

Deux pompes à eau seront installées dans chaque groupe :

Deux pompes à eau seront installées dans chaque groupe : une principale et une de secours. Elles fonctionneront en alternance ou en soutien, réduisant ainsi la pression sur chaque pompe, prolongeant leur durée de vie et assurant la continuité du refroidissement en cas de panne.

Amélioration de l'efficacité et de la stabilité global du système :

Grâce à l'indépendance des systèmes et à la redondance des pompes, les pannes liées aux systèmes partagés seront réduites, facilitant ainsi les opérations de maintenance et renforçant la fiabilité du fonctionnement

IV.6 Description du système proposé :

Le schéma suivant (figure 3.3) représente un circuit fermé d'eau choisi pour le refroidissement pour chaque groupe électrique, contrairement au circuit de refroidissement ouvert, le circuit fermé permet de limiter la consommation d'eau et de préserver le fluide de refroidissement contre la contamination. Cette analyse approfondie constitue une base solide pour proposer la solution d'amélioration ciblées, comme détaillé dans la section suivante.

Schéma hydraulique : le circuit comprend (voir figure..).

- **Deux pompes centrifuges** : débit d'eau de 100 à 500 mètres cubes et de puissance de 340 KW
- **Un échangeur à plaques** : assurant le transfert thermique (les mêmes dans l'ancienne conception)
- **Un filtre à tamis** : en amont pour protéger contre les particules abrasives
- **Les ventilateurs** : garder les mêmes de l'ancienne conception
- **Réservoir d'expansion** : de capacité 2,8 m³ utilisé pour remplir le circuit en cas de fuites, fonctionne dans deux températures de 4°C minimale et 56°C maximale
- **Un by-pass** : équipé d'une vanne, activé en cas de maintenance ou de réduction de charge

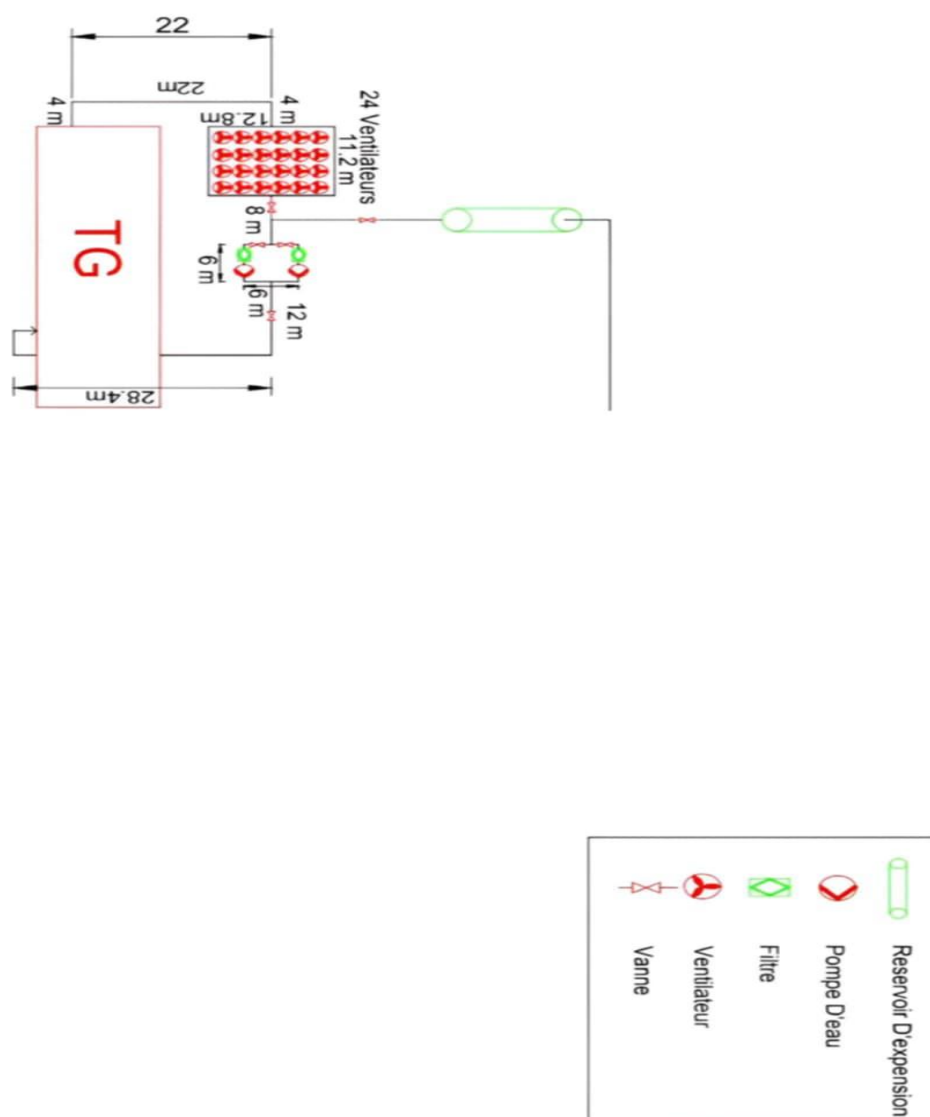


Figure 3.3 : Schéma de la solution proposée

IV.7 Le redimensionnement du vase d'expansion :

Dans la configuration initiale du système un vase d'expansion d'un volume de 8.6 m^3 a été utilisé, ce réservoir est conçu pour fonctionner dans des conditions thermiques avec une température de 4C° à 54C° et de pression de 3.5 bar.

Ce réservoir a pour rôle de compenser la variation de volume du fluide et maintenir une pression stable dans le circuit fermé.

Après la réorganisation du système, il a été décidé d'utiliser un réservoir plus petit pour chaque groupe, ainsi la nouvelle configuration prévoit l'utilisation d'un vase d'expansion de 2.8 m^3 tout en maintenant les mêmes conditions de température de 4C° à 54C° .

IV.7.1 Calcul de répartition :

$$v = \frac{8.6}{3} = 2.8 \text{ m}^3 \quad (3.18)$$

Cela signifie que le système initial a été divisé en trois unités presque équivalentes chacune équipée de son propre vase d'expansion de 2.8 m^3 .

IV.8 Le redimensionnement des échangeurs de chaleur :

Dans la configuration initiale du système, la quantité totale de chaleur à transférer était estimée à 23.48 MW pour assurer ce transfert thermique, a utilisé 18 échangeurs de chaleur ce qui signifie que chaque échangeur était d'environ :

$$\frac{23.48 \text{ MW}}{18} = 1.304 \text{ Mw par échangeur}$$

Suite à une révision du système la charge thermique a été réduite à 7.82 MW, en gardant la même capacité de transfert thermique par échangeur 1.304 MW le nombre d'échangeurs nécessaire dans la nouvelle configuration est :

$$\frac{7.82 \text{ MW}}{1.304 \text{ MW}} = 6 \text{ échangeurs}$$

Pour optimiser la maintenance et la flexibilité du système, on a décidé d'organiser ces échangeurs en trois groupes de TG chacun contenant 6 échangeurs.

$6 \times 3 = 18$ échangeurs de chaleur

Ce choix permet non seulement de conserver le nombre total d'échangeurs mais aussi d'assurer un fonctionnement plus souple avec une répartition thermique mieux, et une facilité d'intervention sur chaque groupe de TG.

IV.9 Le redimensionnement des ventilateurs :

Dans le système actuel utilise de 72 ventilateurs pour dissiper une charge thermique totale de 23.48 MW soit une capacité de dissipation de :

$$\frac{23.48}{72} = 0.326 \text{ MW Par ventilateur}$$

$$\frac{23.48}{3} = 7.83 \text{ par groupe}$$

En conservant la même performance par ventilateur 0.326 MW le nombre de ventilateur nécessaires par groupe :

$$N = \frac{7.83}{0.326} = 24 \text{ ventilateur}$$

IV.10 Le redimensionnement de filtre a eau :

Dans le cadre de la reconfiguration du circuit de refroidissement de la turbine à gaz, le dimensionnement du filtre d'eau revêt une importance particulière afin de garantir la protection des échangeurs de chaleur et des pompes contre les particules solides en circulation. Le filtre retenu est un modèle à tamis, adapté aux installations industrielles fonctionnant en circuit fermé. Le choix de ce type de filtre est motivé par sa simplicité de maintenance, sa robustesse et sa capacité à assurer une filtration mécanique efficace.

Le dimensionnement a été réalisé sur la base d'un débit nominal de 511,66 m³/h, pour une température de fonctionnement de l'eau d'environ 60 °C et une pression de service estimée à 3 bar. Étant donné qu'il s'agit d'un circuit fermé, la nature des impuretés est supposée relativement fine (résidus de corrosion, particules minérales), ce qui justifie le choix d'une finesse de filtration de l'ordre de 300 µm, permettant de limiter l'encrassement tout en assurant une faible perte de charge.

La perte de charge maximale admissible à travers le filtre a été fixée à 0,612 mCE, soit environ 0,06 bar. Ce critère impose de sélectionner un filtre dont la section de passage et la surface de filtration sont suffisamment dimensionnées pour maintenir une vitesse de circulation modérée

du fluide et éviter l'effet de colmatage prématuré. À cette fin, un filtre industriel à tamis en acier inoxydable, conçu pour une pression nominale de 6 à 10 bar, est recommandé. Ce type de filtre garantit une bonne tenue mécanique, une durabilité élevée et une capacité de nettoyage aisée, en particulier si un système de purge ou de nettoyage automatique est envisagé.

IV.11 Perte de charge linéaire:

L : la longueur voir selon le point (voir le schéma)

D : diamètre $d=300$ mm

V : vitesse 2 m /s

Température de l'eau = 60°C

Rugosité acier : $\epsilon = 0.000045\text{m}$

$g = 9.81$

$\rho = 985$ kg

$\mu = 0.000436$ pa.s à 60°C

IV.11.1 Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu} = \frac{985 \times 2 \times 0.3}{0.000436} = 1355505 > 10^5 \quad (3.19)$$

IV.11.2 Calcul du facteur de frottement f :

On utilise la formule de Swamee-jain (valable pour régime turbulent)

$$f = \frac{0.25}{[\log(\frac{\epsilon}{3.7 \times D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}})]^2} = \frac{0.25}{[\log(\frac{0.000045}{3.7 \times 0.3} + \frac{5.74}{1355505^{0.9}})]^2} = 0.01392 \quad (3.20)$$

Calcul des Pertes charges linéaire :

On utilise la formule de Darcy Weisbach :

$$hf = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad (3.21)$$

Point A : L=22 m

$$hf = 0.01392 \times \frac{22}{0.3} \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0.0208$$

Point B : L= 8m

$$hf = 0.01392 \times \frac{8}{0.3} \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0.076 mCE$$

Point C : L= 12 m

$$hf = 0.01392 \times \frac{12}{0.3} \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0.114 mCE$$

Point D : L = 28.4 m

$$hf = 0.01392 \times \frac{28.4}{0.3} \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0.269 mCE$$

Donc on a : hf total = 0.667 mCE

IV.12 Les pertes de charge singulières:

La loi utiliser :

$$hs = f \times \frac{v^2}{2 \times g} \quad (3.22)$$

f : coefficient de charge singulière (mCE)

v : vitesse moyenne du fluide (mètre par seconde)

: accélération gravitation 9.81

Point E les coudes :

$$\Delta p = 0.5 \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0.102 mCE$$

Il y a 7 coudes dans le circuit : $A \times 7 = 0.714 mCE$

La valeur de f dans les coudes

Point F- les vannes :

$$\Delta p = 5 \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 1.0193 mCE$$

Il y a 7 coudes dans le circuit : $B \times 5 = 5.096 mCE$

La valeur de f dans les vannes papillon ouverte est 5

Point G- les tés :

$$\Delta p = 0.5 \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0.102 mCE$$

Il y a 2 tes dans le circuit : $c \times 2 = 0.204 mCE$

La valeur de f dans les tes est 0.5

Point H- les pompes :

$$\Delta p = 1 \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0.203 \text{ mCE}$$

Il y a une pompe active

La valeur de f dans les pompes est 1

Point I- les filtres :

$$\Delta p = 3 \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0.612 \text{ mCE}$$

Il y a un seul filtre d'eau

La valeur de f dans les filtres d'eau est 3

Point J- réservoir d'expansion :

$$\Delta p = 0 \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 0 \text{ mCE}$$

Il y a un réservoir d'expansion pour chaque groupe de TG

La valeur de f dans les pompes est 0

Point K- l'échangeur de chaleur :

$$\Delta p = 10 \times \frac{(2)^2}{2 \times 9.81} = 2.038 \text{ mCE}$$

Il y a 6 l'échangeur de chaleur : $6 \times 2.038 = 12.22 \text{ mCE}$

La valeur de f dans l'échangeur de chaleur est 10

Donc on a : $h_s \text{ total} = 19.04 \text{ mCE}$

Pertes de charges total $h \text{ total} = h_f + h_s = 0,667 + 19,04 = 19,707 \text{ mCE}$

Les pertes de charge	Valeur
h_f	0.269mCE
h_s	19.04mCE
$h \text{ total}$	19.707mCE

IV.13 Pression d'entrée nécessaire :

La pompe doit fournir suffisamment de pression pour :

- ✓ Compenser les pertes de charge du circuit (19,707 mCE)
- ✓ Les pertes causées par les équipements à refroidir

$H_{\text{totale}} = H_{\text{équipements}} + H_{\text{conduites}} + H_{\text{marge}}$

Choix de la pompe :

- Débit
- Hauteur manométrique totale en mCE

Tableau 5 : Chute de pression par élément

Équipement	Perte de pression (bar)	Perte (mCE)
Alternateur	0,55	5,61
Sécheur à gaz	0,01	0,10
Refroidisseur onduleur LCI	0,30	3,06
Module accessoire	1,38	14,7
Base de la TAG	1,38	14,7
Refroidisseur air de pulvérisation	1,38	14,7
Echangeur à air	0,94	9,59

Étape 1 : Conversion mCE

1 bar = 10,197 (mètres colonne d'eau)

Total pertes de pression équipements :

$H_{\text{équipements}} = 5,61 + 0,10 + 3,06 + 14,07 + 14,07 + 14,07 + 9,59 = \mathbf{60,57 \text{ mCE}}$

Étape 2 : Ajout des pertes de charge dans les conduites :

$H_{\text{conduites}} = 19,707 \text{ mCE}$

Donc HMT totale = $H_{\text{conduites}} + H_{\text{équipements}} = 19,707 + 60,57 = 80,277 \text{ mCE}$

Hauteur manométrique	Valeur
H équipements	60.57mCE
H conduites	19.707mCE
HMT totale	80.277mCE

Choix de la pompe :

- Débit = 511,66 m³/h
- Température fluide : 56°C → 67,5°C
- Hauteur manométrique totale (HMT totale) = 80,277 mCE

Pour ce débit/pression, on doit choisir une pompe dont le point de fonctionnement (débits vs HMT) se situe dans la zone optimale de la courbe : $H = f(Q)$

A 511,66 m³ la courbe doit afficher environ 80,277 mCE

le point de se situer au centre de la courbe (zone de bon fonctionnement)

Pertes de charge totale = $H_{\text{équipements}} (5,94 \text{ bar}) + H_{\text{réseau}} (19,707 \text{ mCE} = 1,93 \text{ bar}) = 7,86 \text{ bar}$

Pression d'entrée de la pompe : on choisi une pression d'entrée de sécurité entre 1 et 2 bar pour éviter la cavitation et garantir le fonctionnement normal.

Pression de sortie de la pompe :

$$P_{\text{sortie}} = P_{\text{entrée}} + \text{HMT} = 1 + 7,87 = 8,36 \text{ bar} = 85,272 \text{ mCE}$$

Remarque : la pression de sortie est la pression d'entrée dans le groupe turbine, c'est celle qui va commencer à se perdre à travers chaque équipement jusqu'à revenir au point le plus bas du circuit.

IV.14 Courbe du système (HMT vs débit):

La courbe du système est une parabole qui représente la relation entre la hauteur manométrique totale (HMT) et le débit : $H(Q) = K \times Q^2$

K : coefficient de pertes

Q : débit (en m³/h ou m³/s)

Dans notre cas : $Q = 511,66 \text{ m}^3/\text{h}$

$$H = 8,36 \text{ bar} = 85,272 \text{ mCE}$$

Détermination de K :

$$K = \frac{H}{Q^2} = \frac{85,272}{(511,66)^2} = 3,25 \times 10^{-4} \quad (3.23)$$

Alors la courbe est approximativement : $H(Q) = 3,25 \times 10^{-4} \cdot Q^2$

La courbe :

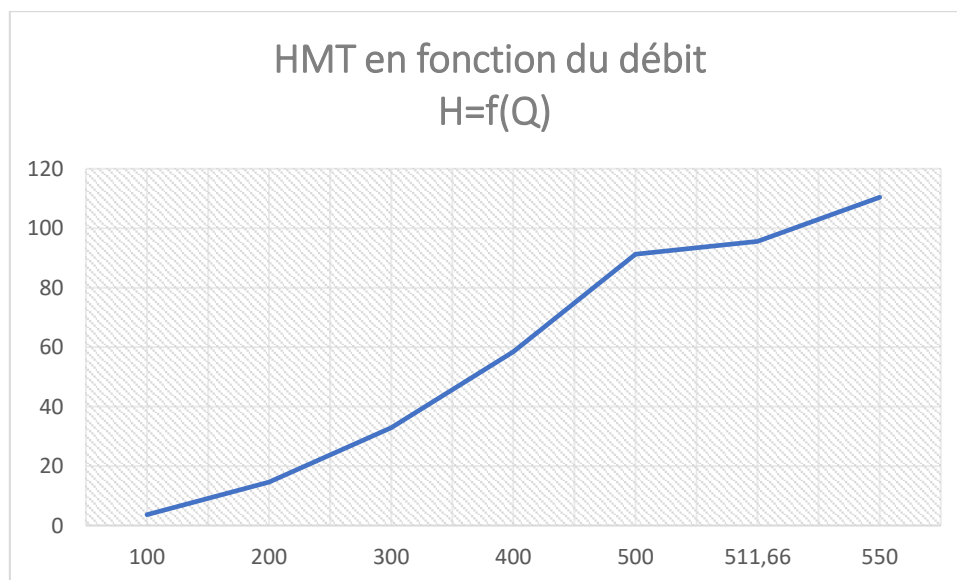


Figure 3.4 : Courbe caractéristique de la HMT en fonction du débit (Q)

IV.15 Puissance hydraulique:

$$P_{\text{hydr}} = \rho \times g \times Q \times H = 985 \times 9,81 \times \frac{511,66}{3600} \times 85,272 = 117\,109 \text{ W} \approx 117 \text{ KW}$$

IV.16 Puissance électrique :

Avec un rendement de 70%

$$P_{\text{elect}} = \frac{117}{0,7} = 167 \text{ KW}$$

Choix de la pompe	Valeur
Puissance hydraulique	117 kW
Puissance électrique	167 kW
Rendement	70%

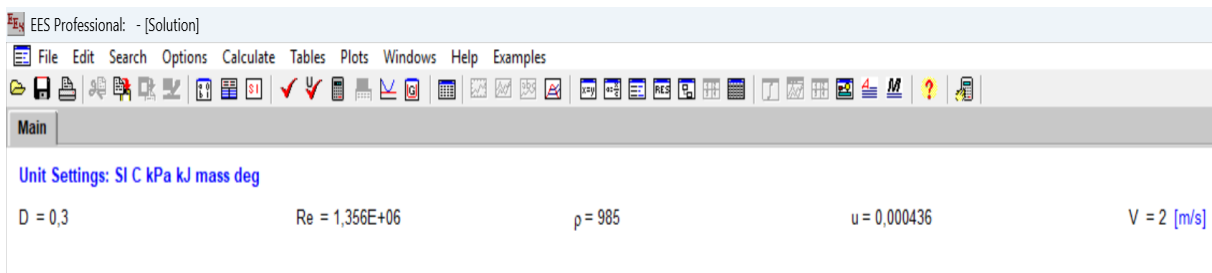
IV.17 Vérification par le logiciel EES :

IV.17.1 EES :

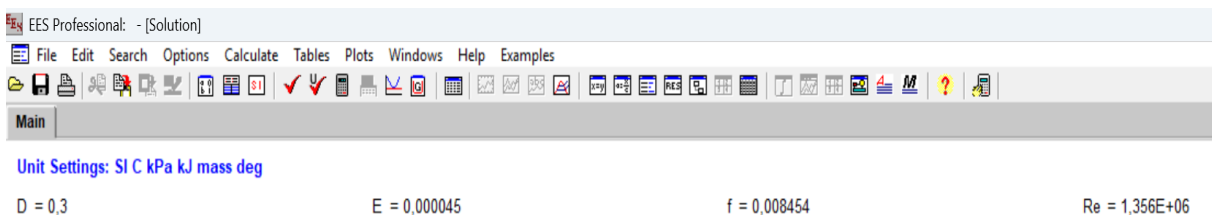
Le programme EES (Engineering Equation Solver) a été utilisé pour vérifier l'exactitude des calculs théoriques réalisés au cours de cette étude. Ce logiciel constitue un outil avancé largement utilisé dans le domaine de l'ingénierie, en particulier en mécanique des fluides et en transfert de chaleur. EES permet de résoudre efficacement des systèmes complexes d'équations non linéaires, et dispose d'une bibliothèque complète de propriétés physiques et thermodynamiques des fluides. En introduisant les équations fondamentales du projet dans l'environnement du programme, nous avons pu comparer les résultats numériques aux résultats obtenus manuellement, ce qui a permis de valider les calculs et de réduire la marge d'erreur.

Perte de charge linéaire :

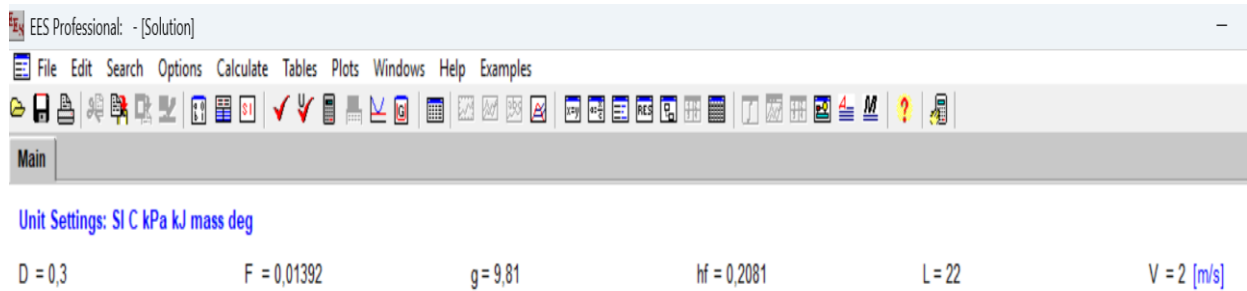
Nombre de Reynolds :



Facteur de frottement f :



Point A : L=22 m



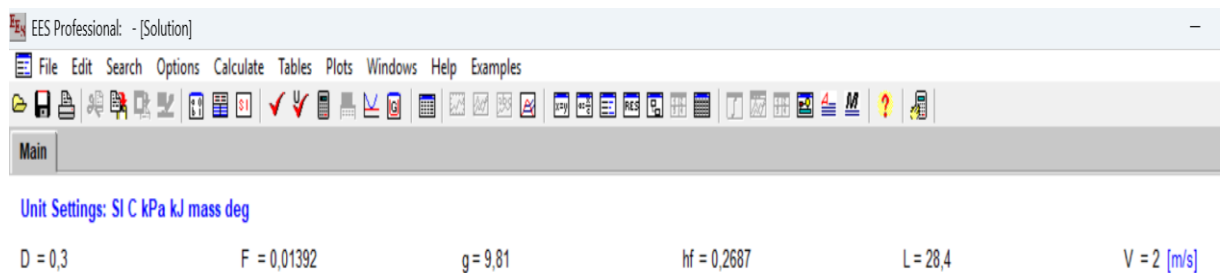
Point B : L= 8m



Point C : L= 12 m

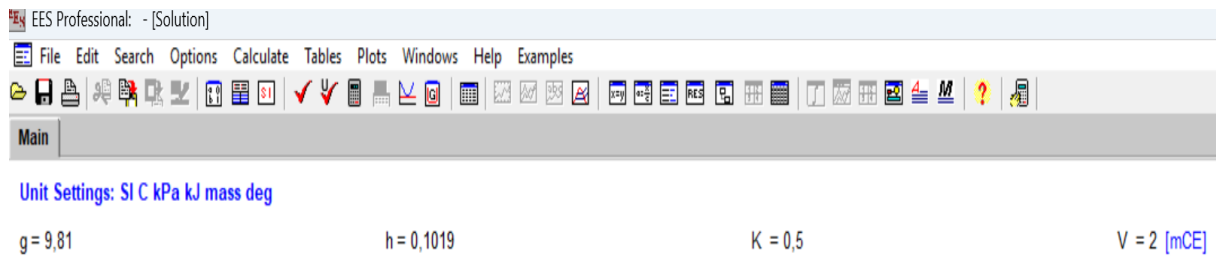


Point D : L = 28.4 m

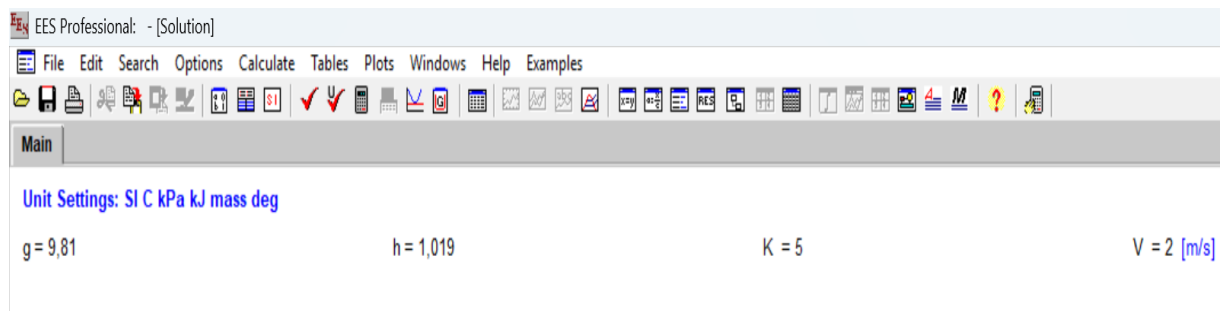


Les pertes charge singuliers :

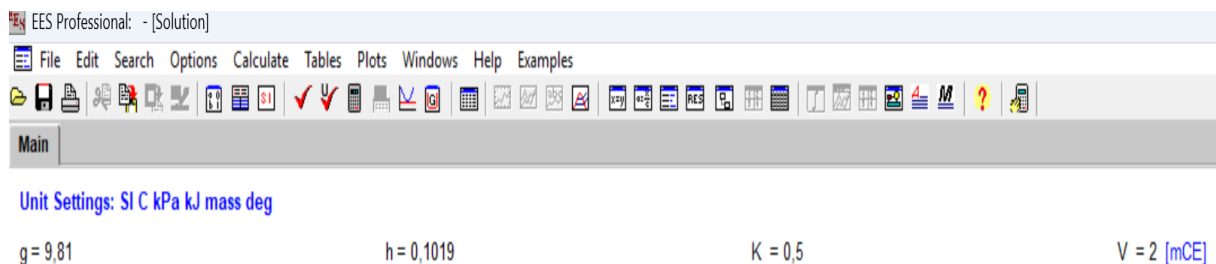
Point E les coudes :



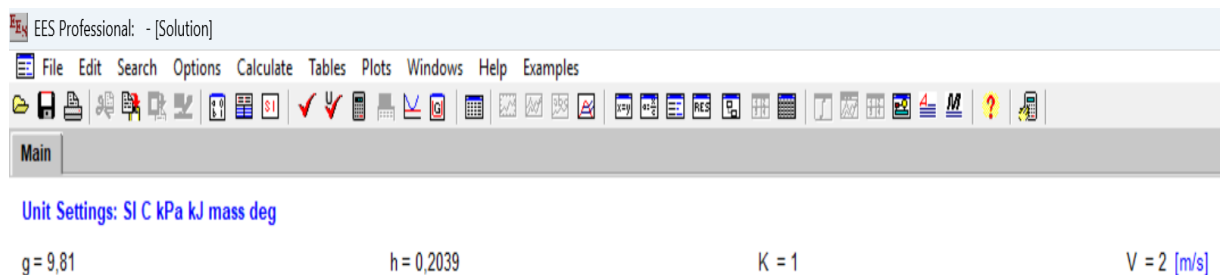
Point F- les vannes :



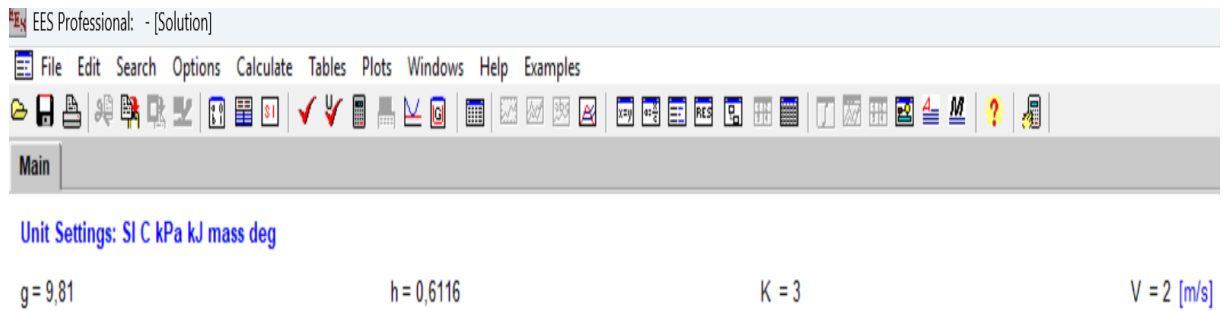
Point G- les tes :



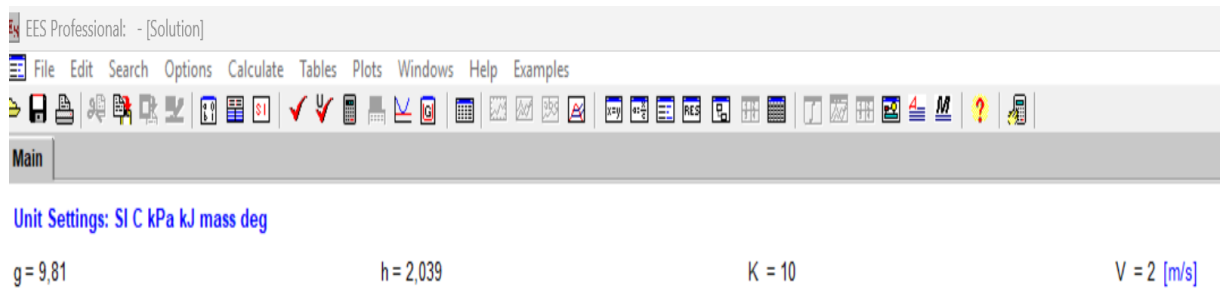
Point H- les pompes :



Point I- les filtres :



Point K- l'échangeur de chaleur :



Discussions :

La hauteur manométrique totale calculée (60,71 m) est proche de la valeur requise (60 m), confirmant la validité des hypothèses de pression et de vitesse avec un écart négligeable. En revanche, la puissance absorbée estimée à 338 kW (avec un rendement de 75 %) diffère notablement de la valeur nominale (340 kW) mentionnée dans la fiche technique. Cette différence est probablement due à une marge de sécurité intégrée, à un rendement réel inférieur ou à une standardisation du modèle de pompe.

L'étude thermique révèle également une surcapacité de 25 % (puissance réelle : 18,8 MW vs. 23,48 MW prévue), assurant une flexibilité en cas de pics de charge ou d'encrassement. La surface d'échange calculée est de 27,27 m² avec 18 échangeurs de 1,5 MW, incluant une marge de sécurité de 20 %. Une optimisation est envisageable avec des unités plus puissantes pour réduire leur nombre, sous réserve d'une évaluation technico-économique.

Le volume du réservoir d'expansion (8,6 m³) repose sur un coefficient d'expansion de 0,0151 à 56°C, mais une étude dynamique est recommandée pour un dimensionnement plus précis. La ventilation initialement basée sur 72 ventilateurs de 326 kW est coûteuse en maintenance. Une solution avec des ventilateurs de 500 kW (soit 47 unités) ou une amélioration aérodynamique des pales permettrait d'améliorer l'efficacité énergétique et de réduire les coûts d'investissement.

La séparation des circuits de refroidissement par groupe (avec deux pompes par unité) apporte une meilleure fiabilité, mais augmente les coûts initiaux. Cette redondance (pompes de 340 kW) assure une sécurité opérationnelle, et pourrait être optimisée avec des pompes à vitesse variable. Le circuit fermé, quant à lui, favorise la durabilité en réduisant les besoins en eau et les risques de corrosion.

La configuration modulaire avec trois vases d'expansion (2,8 m³ chacun) améliore la résilience, mais exige une validation thermique dynamique, notamment pour gérer les transitoires. Le maintien de 18 échangeurs malgré la réduction de charge thermique est discutable ; une configuration avec 12 échangeurs et rotation intelligente pourrait suffire. La modernisation des ventilateurs pourrait encore améliorer le rapport performance/coût.

L'analyse des pertes de charge (linéaires et singulières) a révélé une valeur totale de 19,707 mCE, les pertes singulières dominantes étant associées aux vannes papillon ($f = 5$). Les tés et

coudes ont un impact moindre mais non négligeable. L'ensemble du système atteint une HMT finale de 85,27 mCE (après ajout d'une marge de sécurité).

Le dimensionnement de la pompe (511,66 m³/h, HMT ~ 85,277 mCE) vise à éviter la cavitation et garantir une pression de sortie d'environ 9,37 bar. La puissance hydraulique estimée est de 117 kW, nécessitant un moteur d'environ 167 kW (rendement 70 %).

Les calculs manuels ont été confirmés via le logiciel EES, assurant la fiabilité des résultats et renforçant la cohérence entre les démarches analytiques et numériques.

L'élévation de la hauteur manométrique totale (HMT) observée dans le système proposé ne doit en aucun cas être interprétée comme une erreur de conception. Au contraire, elle constitue la conséquence logique et attendue d'un ensemble de facteurs techniques étroitement liés à la configuration hydraulique adoptée.

En premier lieu, il convient de rappeler que les calculs de dimensionnement ont été réalisés en se basant sur le tableau de chute de pression par élément fourni par le chef de la centrale. Ce tableau décrit les pertes de charge correspondant au système existant, dans des conditions de fonctionnement et de configuration précises. Toutefois, ces données initiales ne prennent pas nécessairement en compte les spécificités de la nouvelle installation, qui présente des caractéristiques hydrauliques sensiblement différentes.

La nouvelle configuration intègre en effet un nombre accru de composants hydrauliques, notamment des filtres supplémentaires, des vannes de régulation, des tés de dérivation et plusieurs coudes. Ces éléments, indispensables pour garantir le bon fonctionnement, la sécurité et la maintenance du circuit, engendrent inévitablement des pertes de charge singulières (localisées) supplémentaires.

Par ailleurs, l'augmentation des longueurs de tuyauterie, nécessaire pour s'adapter aux nouvelles contraintes d'implantation et de raccordement, contribue également à accroître les pertes de charge linéaires. Ces dernières dépendent directement de la longueur des conduites, du diamètre intérieur des tuyaux et de la rugosité des matériaux utilisés.

En somme, la hausse de la HMT résulte d'un ajustement cohérent visant à assurer la fiabilité du système, son efficacité hydraulique et sa compatibilité avec les nouvelles exigences techniques. Elle témoigne d'une approche rigoureuse et d'une prise en compte minutieuse des réalités physiques et hydrauliques du projet, garantissant ainsi la pérennité et la performance globale de l'installation.

Remarque : L'élévation de la hauteur manométrique totale (HMT) observée dans le système proposé ne doit en aucun cas être interprétée comme une erreur de conception. Au contraire, elle constitue la conséquence logique et attendue d'un ensemble de facteurs techniques étroitement liés à la configuration hydraulique adoptée.

En premier lieu, il convient de rappeler que les calculs de dimensionnement ont été réalisés en se basant sur le tableau de chute de pression par élément fourni par le chef de la centrale. Ce tableau décrit les pertes de charge correspondant au système existant, dans des conditions de fonctionnement et de configuration précises. Toutefois, ces données initiales ne prennent pas nécessairement en compte les spécificités de la nouvelle installation, qui présente des caractéristiques hydrauliques sensiblement différentes.

La nouvelle configuration intègre en effet un nombre accru de composants hydrauliques, notamment des filtres supplémentaires, des vannes de régulation, des tés de dérivation et plusieurs coudes. Ces éléments, indispensables pour garantir le bon fonctionnement, la sécurité et la maintenance du circuit, engendrent inévitablement des pertes de charge singulières (localisées) supplémentaires.

Par ailleurs, l'augmentation des longueurs de tuyauterie, nécessaire pour s'adapter aux nouvelles contraintes d'implantation et de raccordement, contribue également à accroître les pertes de charge linéaires. Ces dernières dépendent directement de la longueur des conduites, du diamètre intérieur des tuyaux et de la rugosité des matériaux utilisés.

En somme, la hausse de la HMT résulte d'un ajustement cohérent visant à assurer la fiabilité du système, son efficacité hydraulique et sa compatibilité avec les nouvelles exigences techniques. Elle témoigne d'une approche rigoureuse et d'une prise en compte minutieuse des réalités physiques et hydrauliques du projet, garantissant ainsi la pérennité et la performance globale de l'installation.

V. CONCLUSION

Ce travail représente une démarche ingénierique rigoureuse visant à améliorer le système de refroidissement des groupes à turbine à gaz de la centrale d'Aïn Aïcha Boufarik 2, à partir d'un diagnostic précis des faiblesses du système actuel, basé sur une configuration centralisée unique, exposée à une grande vulnérabilité en cas de défaillance. L'étude a permis de proposer une solution innovante reposant sur la séparation des circuits de refroidissement pour chaque groupe électrique, en intégrant deux pompes redondantes, renforçant ainsi la fiabilité et la continuité de service même en situation critique.

Notre approche s'est appuyée sur une analyse à la fois numérique et expérimentale, comprenant le calcul des pertes de charge, le dimensionnement des pompes, la détermination des surfaces d'échange thermique, ainsi que la vérification des paramètres via des logiciels de simulation avancés tels que EES. Cette analyse a été complétée par des schémas techniques précis réalisés sur AutoCAD, ce qui confirme la faisabilité industrielle de la solution proposée.

Les résultats obtenus démontrent que la solution mise en avant permet une meilleure flexibilité opérationnelle, une réduction des coûts de maintenance et des arrêts non planifiés, ainsi qu'une amélioration notable de l'efficacité thermique et énergétique du système. Ce travail ouvre également la voie à des perspectives d'évolution futures, notamment à travers l'intégration de technologies de régulation intelligente, d'automatisation et de digitalisation complète du système de refroidissement.

Ainsi, ce projet ne se limite pas à une simple réponse technique à une problématique existante, mais constitue une contribution concrète à l'optimisation des systèmes de soutien énergétique. Il met en évidence l'importance de l'articulation entre l'analyse théorique et la pratique de l'ingénierie pour répondre aux défis industriels contemporains .

Références

- [1] Boyce, M. P. (2012). Gas Turbine Engineering Handbook (4th ed.). Elsevier.
- [2] Auzanneau, L. (2005). Turbomachines: Turbines à gaz, turbines à vapeur, compresseurs. Dunod.
- [3] : Chapelon, J. (2001). Turbomachines : Tome 2, Turbines à gaz et cycles combinés. Éditions Technip.
- [4] : A typical gas turbine includes a compressor, combustion chamber, and turbine (Cohen et al., 2009).
- [5] : Boyce, M. P. Gas Turbine Engineering Handbook, 4^e édition, Butterworth-Heinemann, 2011.
- [6] : Boyce, M. P. (2012). Gas Turbine Engineering Handbook (4th ed.). Butterworth-Heinemann.
- [7] : General Electric. (2015). GE Gas Turbine Manual – Model GE MS-9001FA . General Electric Company.
- [8] : Majdoub Lakhdar, rapport de FMTI pole entre unité Hamma, 2014/2015
- [9] : Borel, J.-P. (2012). Pompes et systèmes de pompage (3^e éd.). Dunod.
- [10] : AMINE BELAID, Etude et constricton d'une pompe centrifuge, mémoire de master en génie mécanique, option conception mécanique et production, université Mohamed KHidher de Biskra 2017
- [11] : Nicholas, T. (2022, November 16). The Evolution of Turbine Filtration. Power Progress.
- [12] : Franc P. Incropera, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine & David P. DeWitt. (2011). Fundamentals of Heat and Mass Transfer (7th ed.). John Wiley & Sons
- [13] : Lemaitre, D. (2017). Mesure et instrumentation : Capteurs, transmetteurs et acquisition de données (3e éd.). Paris : Dunod.
- [14] : Chaker, A., & Benteboula, N. (2020). Les systèmes de refroidissement des turbines à gaz : conception, régulation et maintenance. Éditions Universitaires Européennes
- [15] : Gonzalez, P., & Audouin, L. (2013). Traitement de l'eau dans les circuits industriels : Corrosion, entartrage et produits de conditionnement. Paris : Éditions Techniques de l'Ingénieur

